
DIPLOMARBEIT

Entwicklung und Konstruktion einer Biegemaschine zum automatischen Biegen von Baustahlmatten

Autor:

Herr Ing. Markus Stofner

Studiengang:

Mechatronik

Seminargruppe:

KM09s2FA

Erstprüfer:

Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Reglich

Zweitprüfer:

Dipl.-Ing. Dietmar Leitner

Einreichung:

Mittweida, den _____

Verteidigung/Bewertung:

Mittweida, 2013

Bibliographische Beschreibung:

Stofner, Markus:

Entwicklung und Konstruktion einer Biegemaschine zum automatischen Biegen von Baustahlmatten – 2013. – 81 S., 1 Anhang.

Sarntal, Hochschule Mittweida, Fakultät Maschinenbau,
Diplomarbeit, 2013

Referat:

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit dem Lösungsweg der konstruktiven Aufgabe eine Biegemaschine für Baustahlmatten zu entwickeln, welche in eine automatische Anlage implementiert werden kann. Ziel der Diplomarbeit ist es, alle theoretischen und praktischen Grundlagen zur Konstruktion der Maschine zu erarbeiten und umzusetzen. Dazu gehören das Erarbeiten der Grundlagen, Durchführung von Tests und Auswahl der bestmöglichen konstruktiven Lösung unter Berücksichtigung von Machbarkeit, Kostenoptimierung und Praxistauglichkeit der Maschine.

Inhalt

| | |
|---|------|
| Bibliographische Beschreibung:..... | I |
| Referat: | I |
| Inhalt | II |
| Abbildungsverzeichnis..... | V |
| Tabellenverzeichnis | VIII |
| Abkürzungsverzeichnis..... | VIII |
| Literaturverzeichnis..... | IX |
| Bücher: | IX |
| Kataloge: | IX |
| Normen: | IX |
| Datenblätter: | IX |
| Quellen aus dem Internet: | IX |
| 1. Einleitung | 1 |
| 1.1 Problemstellung | 1 |
| 1.2 Aufgabenstellung | 2 |
| 1.3 Lösungsweg | 3 |
| 1.4 Firmenvorstellung..... | 5 |
| 2. Grundlagen der Bewehrungstechnik | 6 |
| 2.1 Stahlbeton | 6 |
| 2.2 Bewehrungsstahl | 7 |
| 2.2.1 Definition | 7 |
| 2.2.2 Geschichte | 7 |
| 2.2.3 Streckgrenze | 8 |
| 2.2.4 Duktilität | 8 |
| 2.2.5 Walzart | 9 |
| 2.2.6 Verarbeitungsformen von Baustahl | 9 |
| 2.3 Betonstahlmatten | 11 |
| 2.3.1 Beschreibung | 11 |
| 2.3.2 Einsatz..... | 11 |
| 2.3.3 Herstellung | 11 |
| 2.3.4 Einteilung von Betonstahlmatten | 12 |

| | | |
|-------|--|----|
| 2.3.5 | Bügelmatten | 13 |
| 3. | Konzept der automatischen Herstellung von Listen- und Zeichnungsmatten | 14 |
| 3.1 | Grund der Fertigung von variablen Matten..... | 14 |
| 3.2 | Mattenschweißanlage zum Schweißen variabler Matten | 15 |
| 3.2.1 | Layout | 15 |
| 3.2.2 | Ablaufbeschreibung M-System mit Biegen..... | 16 |
| 4. | Versuch zur Ermittlung der notwendigen Biegeleistung | 24 |
| 4.1 | Biegevorgang von Baustahl | 24 |
| 4.2 | Versuchsaufbau..... | 26 |
| 4.3 | Messergebnisse..... | 29 |
| 4.4 | Errechnung des erforderlichen Biegemoments zum Biegen der Maximalmatte | 30 |
| 5. | Entwicklung und Konstruktion der Biegemaschine | 32 |
| 5.1 | Definition des Lastenhefts..... | 32 |
| 5.2 | Definition des Biegeablaufs | 33 |
| 5.3 | Ermittlung der Kinematik der Biegemaschine..... | 35 |
| 5.3.1 | Biegekurve | 35 |
| 5.4 | Auslegung des Antriebs..... | 39 |
| 5.4.1 | Grundsatzentscheidung des Antriebssystems | 39 |
| 5.4.2 | Positionierung des Antriebs | 40 |
| 5.4.3 | Berechnung des Antriebsmoments und der Lagerbelastungen .. | 42 |
| 5.4.4 | Auslegung der Antriebswelle..... | 46 |
| 5.4.5 | Auslegung der Antriebseinheiten | 47 |
| 5.4.6 | Auswahl Getriebe | 49 |
| 5.4.7 | Auswahl Motor | 51 |
| 5.5 | Konstruktion der Antriebshebel | 52 |
| 5.6 | Konstruktion des Grundrahmens..... | 55 |
| 5.7 | Die Biegenockenleiste | 58 |
| 5.8 | Auslegung und Konstruktion der Biegenocke | 60 |
| 5.9 | Lagerung und Verbindung der Antriebswellen | 65 |
| 5.10 | Umlenkhebel des Biegebalkens | 67 |
| 5.11 | Entwicklung und Konstruktion des Gegenhalter | 69 |

| | | |
|---|---|----|
| 5.12 | Konstruktion des Biegebalkens | 72 |
| 5.12.1 | Erstellung der Biegearme | 73 |
| 5.12.2 | Erstellung des Biegebalkens | 73 |
| 6. | Zusammenbau der einzelnen Teile | 76 |
| 6.1 | Allgemeine Hinweise für die Montage | 76 |
| 6.2 | Spezifische Einstellungen der Biegemaschine | 76 |
| 7. | Endprodukt | 79 |
| 8. | Zusammenfassung | 80 |
| Anlage 1 – Angebot M-System mit Biegen an Augustinus BV in Original sprache (Niederländisch) | | A1 |

Abbildungsverzeichnis

| | |
|---|----|
| Abb. 1: Fertigungshalle Progress M&A AG..... | 6 |
| Abb. 2: Prinzip des Richtens von Bewehrungsstahl mit Rotortechnik | 10 |
| Abb. 3: Erzeugnisse mit Bewehrungsstahl | 10 |
| Abb. 4: Darstellung von Lagermatten..... | 13 |
| Abb. 5: Layout M-System mit Biegen..... | 15 |
| Abb. 6: geregelt gespultes Coil | 16 |
| Abb. 7: wild gespultes Material | 16 |
| Abb. 8: Haspel mit aufgelegtem Coil..... | 17 |
| Abb. 9: Vorschubeinheit und Rotoreinheit der Richtmaschine „MMR“ ... | 18 |
| Abb. 10: MMR mit Auslauf und darunter liegendes Kettenmagazin | 19 |
| Abb. 11: Quereisenwagen mit Kurvenbahn zur Zubringung der Querstäbe | 19 |
| Abb. 12: Gegenelektrode mit davorstehender Quereisenbeschickung..... | 20 |
| Abb. 13: Längseisenwagen in Reihe mit Magnettraverse und Schweißroboter..... | 21 |
| Abb. 14: Mattenauszug mit geschweißter Matte | 22 |
| Abb. 15: Greifereinheiten des Transportsystems Biegen. | 23 |
| Abb. 16: Kettenförderer zum Ablegen und -transportieren der gebogenen Produkte..... | 24 |
| Abb. 17: Schema Biegung mit kreisförmiger Bewegung des Biegebolzens | 25 |
| Abb. 18: Versuchsaufbau..... | 26 |
| Abb. 19: Skizze des Biegeversuchs, Abstand und Biegedurchmesser | 27 |
| Abb. 20: Erfassung der Werte mit Waage | 28 |
| Abb. 21: Detail Layout Biegemaschine, rot gekennzeichnet der Weg der Matte zum gebogenen Endprodukt..... | 33 |
| Abb. 22: Beispiel einer Matrize, das Biegewerkzeug, mit denen die einzelnen Eisen der Matte gebogen werden | 34 |
| Abb. 23: kreisförmige Biegung um Biegedorn | 36 |
| Abb. 24: Anordnung eines Viergelenks mit 2 gleichlaufenden Hebeln | 37 |
| Abb. 25: Viergelenk mit gegenläufigen Hebeln | 38 |
| Abb. 26: Bewegungsapparat Biegemaschine..... | 40 |
| Abb. 27: Schematische Darstellung der Biegeapparatur in der Analysesoftware..... | 42 |
| Abb. 28: Startpunkt Biegevorgang..... | 43 |
| Abb. 29: Position Biegemaschine bei maximalem Antriebsmoment | 44 |
| Abb. 30: Kräfteverlauf in Gelenkpunkt 1 (Antriebswelle)..... | 45 |
| Abb. 31: Kräfteverlauf im Gelenkpunkt 7 (Fixlager Zugstange) | 46 |
| Abb. 32: Ergebnisse Torsionsberechnung mit Graphen des Verdrehwinkels..... | 47 |

| | |
|---|----|
| Abb. 33: Wellenhälfte mit hell eingezeichneten Verjüngungen für eine leichtere Montage | 47 |
| Abb. 34: Kennlinie eines Servo- Synchronmotors der Firma Stöber | 49 |
| Abb. 35: Konstruktion der Kurbel | 54 |
| Abb. 36: Querschnitt des Grundrahmens der Biegemaschine | 56 |
| Abb. 37: Verbindung beider Rahmenhälften per Schraubverbindung | 57 |
| Abb. 38: Konstruktion einer Grundrahmenhälfte | 58 |
| Abb. 39: Trägerleiste mit sichtbaren Passfedernuten | 58 |
| Abb. 40: Bratzen zum Halten der Biegenockenleiste | 58 |
| Abb. 41: effektiver Aufbau der Biegemaschine..... | 59 |
| Abb. 42: schematischer Aufbau der Biegenockenleiste und deren Befestigung..... | 59 |
| Abb. 43: Geometrie Aussparung für Eisen im Eck..... | 60 |
| Abb. 44: Schema der wirkenden Kräfte auf das zu biegende Eisen und die Matrize | 61 |
| Abb. 45: Definierter Angriffspunkt der Biegekraft auf die Matrize und primäre Auflagepunkte der Matrize | 62 |
| Abb. 46: Von Miseses Spannung der Biegematrize | 62 |
| Abb. 47: Schnitt für Festigkeitsberechnung | 63 |
| Abb. 48: Biegematrize bereit für die Montage auf der Trägerleiste..... | 65 |
| Abb. 49: Lagerstellen der Welle (rot) und die Getriebe an den äußeren Positionen (blau)..... | 65 |
| Abb. 50: Kurbel, Verbindung der Antriebswellen und Lagerung der Antriebswelle | 66 |
| Abb. 51: Schnitt Schrumpfscheibe mit geschlitztem Klemmring | 66 |
| Abb. 52: Umlenkhebel (blau) und Störkontur (rot)..... | 67 |
| Abb. 53: FEM Darstellung der Umlenkhebelplatte | 68 |
| Abb. 54: Abstand Biegematrize bis zum Gegenhalter | 69 |
| Abb. 55: Skizze der Kurvenscheibe mit resultierender Exzentrizität | 70 |
| Abb. 56: Kurvenscheibe mit Rolle zum Heben des Gegenhalters | 71 |
| Abb. 57: Die „Biegearme“, welche an den eigentlichen Biegebalken geschraubt werden. | 73 |
| Abb. 58: Schweißbaugruppe des Biegebalkens | 75 |
| Abb. 59: Lehre zur Einrichtung der Wellen..... | 77 |
| Abb. 60: Beide Biegemaschinen zusammen mit Transportsystem Biegen | 79 |
| Abb. 61: Die Biegemaschine in frontaler Ansicht | 79 |

Anmerkung:

Alle Abbildungen ohne direkte Literaturangabe wurden der unternehmensinternen Sammlung der Progress Maschinen & Automation AG entnommen.

Tabellenverzeichnis

| | |
|---|----|
| Tab. 1: Arbeitsablauf der Diplomarbeit..... | 4 |
| Tab. 2: Messergebnisse Biegetest | 29 |
| Tab. 3: Auswahltablette Getriebekatalog, Compact industrial gearboxes, Brevini Pivposiplan, 2005 | 50 |
| Tab. 4: Auswahltablette Servomotoren, Stöber Antriebstechnik SMS Servomotoren ED + EK | 52 |

Abkürzungsverzeichnis

R_m = Zugfestigkeit

R_e = Streckgrenze

KR = kaltgewalzter Stahl

WR = warmgewalzter Stahl

A_{gt} = prozentuale Gesamtdehnung bei Höchstkraft

MMR = Mehrstrang Multi Rotor

SWR = Schweißroboter

BGM = Biegemaschine

Literaturverzeichnis

Bücher:

- Horst Haberhauer, Ferdinand Bodenstein, Maschinenelemente, Gestaltung Berechnung Anwendung 14., bearbeitete Auflage, 2006
- Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 22. Neubearbeitete und erweiterte Auflage, 2007
- Gieck, Technische Formelsammlung, 2009

Kataloge:

- Compact industrial gearboxes, Brevini Pivposiplan, 2005
- Stöber Antriebstechnik SMS Servomotoren ED + EK, 2013
- Gross Schrauben Normteile Befestigungstechnik, Preis Katalog, 2010

Normen:

- Deutsche Norm DIN 488-1, Betonstahl-Stahlsorten, Eigenschaften, Kennzeichnung, 2009
- Deutsche Norm DIN 488-3, Betonstahl-Betonstahl in Ringen, Bewehrungsdraht, 2009
- Deutsche Norm DIN 488-4, Betonstahl-Betonstahlmatten, 2009
- Deutsche Norm DIN EN ISO 17660, Schweißen von Betonstählen, 2006

Datenblätter:

- 18CrNiMo7-6 Werkstoffnummer 1.6587, Deutsche Edelstahlwerke, 2011

Quellen aus dem Internet:

- chemie.de/lexikon, 2013
- beton-und-monierbau.com, 2013

1. Einleitung

1.1 Problemstellung

Die Herstellung von Fertigbetonteilen wird weltweit zunehmend automatisiert. Baufirmen und Hersteller von Fertigbetonelementen investieren in große Umlaufanlagen, um eine möglichst hohe Quadratmeterleistung zu erzielen, um Großprojekte auf möglichst schnelle und rationelle Weise umsetzen zu können. Durch diese Automatisierung werden Großprojekte im Baubereich einfacher zu planen und logistisch einfacher in den Griff zu bekommen. Fast alle Formen und Varianten können dank neuer Technologien im maschinellen Verfahren hergestellt werden.

Dies stellt auch die Bewehrungstechnik vor neue Herausforderungen. Bewehrungsmaschinen müssen „just in time“ Bewehrungen für Träger, Betonplatten, Stützen und so weiter herstellen können. Auch hier werden vermehrt automatisierte Abläufe eingesetzt, die benötigte Formenvielfalt herzustellen.

Dabei stellen Kunden immer höhere Anforderungen an Form- und Lagetoleranzen der Maschinen. Gleichzeitig müssen ständig höhere Produktionsleistungen erzielt werden, welche die Maschinenhersteller immer wieder vor neue Herausforderungen stellt.

Die herzustellenden Produkte erstrecken sich hierbei vom einfachen auf Maß ab gelängten Stabstahl bis zu mehrfach gebogenen Bewehrungsmatten, welche in speziell hergestellte Formen eingelegt und eingegossen werden.

1.2 Aufgabenstellung

Es soll eine Maschine entwickelt und konstruiert werden, welche Bewehrungsmatten automatisch biegen kann. Sie soll in eine herkömmliche Mattenschweißanlage eingebunden werden können, welche auf CAD-Basis Spezialmatten „just in time“ produzieren kann. Ziel dabei ist die Herstellung von Bügelmatten oder Körben für die Fertigbetonteilindustrie. Die Biegemaschine soll die Matte in einem Arbeitsgang auf voller Länge automatisch biegen können. Der Kunde soll das Endprodukt ohne nötige Nacharbeit entnehmen können. Dabei muss die Anforderungen der Maschinenrichtlinie 2006-42-EG eingehalten werden.

Die Diplomarbeit befasst sich mit der Entwicklung und Konstruktion dieser Maschine, wobei durch Tests und Recherche grundlegendes Wissen über Bewehrungsdraht und dessen Biegen gewonnen werden sollen, welches für zukünftige Projekte genutzt werden kann.

1.3 Lösungsweg

Zuerst wird das nötige Grundwissen über Baustahl, dessen Beschaffenheit und Verarbeitung gesammelt. Dabei muss recherchiert werden, welchen Normen Baustahl und dessen Weiterverarbeitung unterliegt.

Dieses Grundwissen wird anschließend zur Erstellung eines Testaufbaus benutzt um die benötigten Biegemomente zu errechnen.

Unter Berücksichtigung der Integrierung in den Automatik Prozess der Mattenschweißanlage muss der genaue Ablauf des Biegeprozesses festgelegt werden, da dieser entscheidenden Einfluss auf die Endkonstruktion der Biegemaschine nimmt.

Anhand der Auftragsbestätigung des Kunden wird das Lastenheft erstellt. Die Punkte im Lastenheft stellen sich zusammen aus Kundenwünschen, welche in der AB aufgeführt sind und interne Ziele des Unternehmens die Maschine möglichst vielfältig zu gestalten um Änderungen und weitere Konstruktionsarbeit für andere Projekte zu vermeiden.

Mit diesem Wissen kann die Biegemaschine ausgelegt und konstruiert. Diese Punkte sollen Inhalt der Diplomarbeit sein.

Aus Diagramm 1 werden die Lösungsschritte bis hin zur Fertigstellung der Konstruktion ersichtlich.

| | |
|---------------------------------|---|
| Grundlagen Recherche | <ul style="list-style-type: none">•Eigenschaften von Baustahl•Verarbeitung von Baustahl•Beschreibung der Gesamtanlage |
| Erstellung Lastenheft | <ul style="list-style-type: none">•Zusammenstellung von Kundenwünschen•Erarbeitung der Fixwerte aus Auftragsbestätigung |
| Testaufbau Biegen | <ul style="list-style-type: none">•Aufbau eines Prüfstandes•Ausführen des Biegetests |
| Erstellung der Konstruktion | <ul style="list-style-type: none">•Auslegung des Bewegungsapparates•Berechnung einzelner Bauteile und Antriebe•Erstellung der Bauteile unter Berücksichtigung der Fertigbarkeit |
| Vorgaben für den Zusammenbau | <ul style="list-style-type: none">•Vorgaben allgemeiner Richtlinien für die Montage•Erarbeitung der nötigen Einstellungen für die Inbetriebnahme |

Tab. 1: Arbeitsablauf der Diplomarbeit

1.4 Firmenvorstellung

Die Entwicklung dieser Maschine sowie die Erarbeitung dieser Diplomarbeit wird mit der Firma progress Maschinen & Automation AG, Brixen, Italien durchgeführt.

Die Firma *progress* Maschinen und Automation setzt sich mit der Entwicklung und Fertigung von Maschinen und Anlagen zur Verarbeitung von Betonstahl auseinander. Bereits im Jahr 1970 begann das Unternehmen mit der Fertigung von Gitterträgerschweißmaschinen. Seither entwickelt und baut das Unternehmen Maschinen und Anlagen zur Verarbeitung von Baustahl ab Coil und vertreibt diese weltweit. Mittlerweile zählt man zu den innovativsten Unternehmen der Branche.

Innovation und Weiterentwicklung wird im Betrieb großgeschrieben. Ständige Weiterentwicklungen der Produkte sichern dabei maßgeblich die Position des Unternehmens im Kampf mit den Mitbewerbern.

Besonders die Entwicklung und der Bau von speziell auf die Kundenanforderungen zugeschnittenen Anlagen ist ein großer Teil der Firmentätigkeit. Daher sind viele der hergestellten Produkte „Einzelstücke“ und werden teilweise nur für einen Kunden gefertigt.

Dabei entwickeln die rund 75 Mitarbeiter neben den Geräten auch die Steuerungen und die Programme für die zugehörigen Geräte, bauen sie zusammen und nehmen sie beim Kunden in Betrieb.



Abb. 1: Fertigungshalle Progress M&A AG

2. Grundlagen der Bewehrungstechnik

2.1 Stahlbeton

Stahlbeton ist ein künstlicher Baustoff, welcher auch als Verbundwerkstoff klassifiziert werden kann. Er besteht aus Bewehrungsstahl und Beton. Er ist einer der wichtigsten Baustoffe weltweit und wird vielfach eingesetzt.

Beton hat eine im Vergleich mit der Druckfestigkeit viel geringere Zugspannung, etwa $1/10$. Dies bedeutet, dass Beton eine Zugspannung von etwa 4 N/mm^2 aufnehmen kann. Um Beton auch für Bauteile, welche Zugbeanspruchungen aufnehmen, einsetzen zu können, muss dem Beton Bewehrungsstahl hinzugefügt werden. In einzelnen Fällen wird Bewehrungsstahl auch zum Aufnehmen von hohen Drücken eingesetzt. Da Stahl ungefähr den gleichen Ausdehnungskoeffizient wie Beton besitzt, ist er dafür perfekt geeignet.

Dadurch wird es möglich, Betonstahl für verschiedenste Anwendungen einzusetzen. Dazu gehören Träger, Platten, Decken, aber auch Pfeiler und Stützen.

2.2 Bewehrungsstahl

2.2.1 Definition

Wie der Name Bewehrungs- oder Betonstahl bereits beschreibt, wird Bewehrungsstahl zur Verstärkung von Betonstrukturen verwendet. Bewehrungsstähle sind runde Drahterzeugnisse mit Rippung, welche als Stangen oder als Geflecht in Betonkonstruktionen einbetoniert werden.

Als Definition gilt:

Bewehrungsstahl, Betonstahl, oder auch früher Armierungseisen oder Moniereisen dient als Bewehrung (Verstärkung) von Stahlbetonbauteilen und wird nach dem Einbau in die Schalung einbetoniert.

(<http://www.chemie.de/lexikon/Bewehrungsstahl.html>)

2.2.2 Geschichte

Wie der Name Bewehrungs- oder Betonstahl bereits beschreibt, wird Bewehrungsstahl zur Verstärkung von Betonstrukturen verwendet. Bewehrungsstähle sind runde Erzeugnisse mit einer Rippung, welche als Stangen oder als Geflecht in Betonkonstruktionen einbetoniert werden.

Erfunden wurde die Stahlbewehrung vom Franzosen Joseph Monier. Als gelernter Gärtner ärgerte er sich über die geringe Qualität von Betonblumentöpfen, worauf er anfang, seine Töpfe mit Stahl zu armieren. 1867 meldete er sein Patent „Verfahren zur Herstellung von Gegenständen verschiedener Art aus einer Verbindung von Metallgerippen mit Zement“ an.

In den anschließenden Jahren bis in der Mitte der 30er Jahre wurden keine speziellen Drähte zur Bewehrung verwendet. Erst in den folgenden Jahren ging die Entwicklung von verdrehten Litzen bestehend aus zwei Drähten über in die Verwendung von gerippten Drähten. Ab 1961 wird die heute bekannte Rippenform eingesetzt.

Dabei wurden die Streckgrenzen der eingesetzten Stähle immer wieder erhöht.

2.2.3 Streckgrenze

Seit 2009 sind nur mehr Stähle der Klassen 1.0438 und 1.0439 zugelassen. In diesem Jahr wurde die DIN 488, welche die Normung sämtlicher Bewehrungsarten beinhaltet, auf den neuesten Stand gebracht. Darin werden Bewehrungsstähle, deren Streckgrenze unter 500 N/mm² liegen, von der Norm ausgeschlossen.

Dabei können Betonstähle neben dem Drahtdurchmesser weiter in ihrer Duktilität, der angewandten Walztechnik und der Verarbeitungsform eingeteilt werden.

2.2.4 Duktilität

Die Duktilität ist neben der Streckgrenze des Werkstoffs ein entscheidender Faktor für die Festigkeit. Diese wird bei Bewehrungsstahl mit dem sogenannten Streckgrenzenverhältnis R_m/R_e angegeben.

Dabei werden für Bewehrungsstahl zwei Klassen unterschieden:

- Duktilitätsklasse A (normalduktil)
Zugfestigkeit R_m / Streckgrenze R_e = 1,05
Gesamtdehnung bei Höchstlast A_{gt} 2,5%
- Duktilitätsklasse B (hochduktil)
Zugfestigkeit R_m / Streckgrenze R_e = 1,08
Gesamtdehnung bei Höchstlast A_{gt} 5%

Stahl der Werkstoffgruppe 1.0438 zählt hierbei zu den normalduktilen Betonstählen. Stahl der Werkstoffgruppe 1.0439 zählt zu den hochduktilen Betonstählen.

2.2.5 Walzart

Betonstahl erhält seine charakteristischen Rippen durch Aufwalzen. Dies kann entweder im kalten oder warmen Zustand erfolgen. Je nach Verfahren kann hier demnach nach warmgewalztem (WR) und kaltgewalztem (KR) Stahl unterschieden werden.

Warmgewalzter Draht kann ohne Nachbehandlung oder mit anschließender Wärmebehandlung ausgeliefert werden.

Kaltgewalzter Draht wird durch Verwinden oder Recken der warmgewalzten Ausgangserzeugnisse hergestellt.

Je nach Walzart ergeben sich dadurch spezielle Eigenschaften, welche auf das Richten des Drahtes Einfluss haben.

2.2.6 Verarbeitungsformen von Baustahl

Für die weitere Verarbeitung wird Baustahl entweder in Stäben oder als Coils vertrieben. Der Draht wird dann im Falle des Coils gerichtet (wahlweise durch einen Rollenrichtsatz oder der Rotortechnik) und dann wie der Stabstahl gegebenenfalls in verschiedenen Formen gebogen und auf Länge geschnitten.

Beim Richten des Drahtes ist es von oberster Priorität, werkstoffschonend vorzugehen. Wird der Draht während des Richtens zu stark verformt, ist dieser für die Verwendung in Betonteilen nicht mehr zulässig. Da es durch das Richten zu einer Verhärtung im Draht kommt, müssen Prüfungen des Drahtes vor und nach dem Richten vorgenommen werden, wo überprüft wird, ob die einzuhaltenden Werte für Zugfestigkeit und Duktilität nicht unterschritten werden. Gleiches gilt auch für die Oberflächenbeschaffenheit des Drahtes. Wird diese durch das Richten zu sehr beschädigt oder zu viel Material von den Rippen des Baustahls abgetragen, kann dieser nicht verwendet werden.

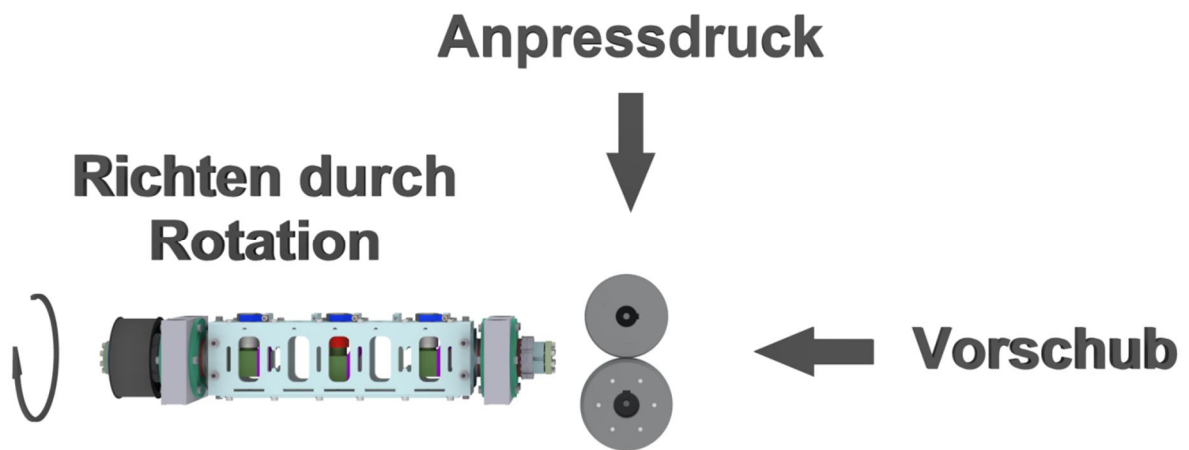


Abb. 2: Prinzip des Richtens von Bewehrungsstahl mit Rotortechnik

Neben den oben genannten Grundprodukten können weitere Produkte aus Betonstahl für die Baustelle oder die Betonfertigteilindustrie hergestellt werden. Dazu gehören Baustahlmatten, Rohrbewehrungen und Gitterträger. Jedes dieser Produkte wird per Widerstandsschweißung maschinell erstellt und hat die gleichen Arbeitsschritte in der Vorbereitung zu durchlaufen: Richten, gegebenenfalls Biegen, Schneiden und Schweißen. Dabei wird unterschieden, ob die Produkte für einen gewissen Einsatzbereich oder als Standardprodukt angeboten werden.

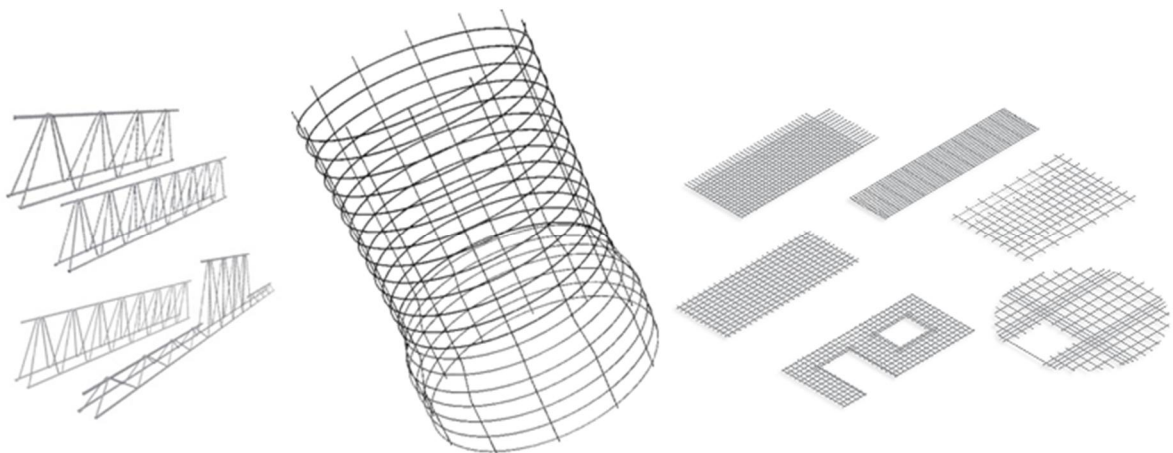


Abb. 3: Erzeugnisse mit Bewehrungsstahl

2.3 Betonstahlmatten

2.3.1 Beschreibung

Betonstahlmatten werden aus gerichteten, sprich geraden Bewehrungsstäben geschweißt. Dabei werden Längsstäbe auf Querstäbe in einem bestimmten Raster geschweißt, die in einem Winkel von 90° aufeinander liegen. Dieses Raster ist je nach Mattentyp variabel, oder über die ganze Matte gleich.

Betonstahlmatten können wie in Abbildung 2 zu sehen von einfachen rechteckigen Formen bis hin zu komplizierten Geometrien mit Ausschnitten und verschiedenen Eisendurchmessern annehmen und werden anhand der jeweiligen Einsatzzwecke unterschieden.

Betonstahlmatten können laut DIN 488 aus Drähten von Durchmesser 4 bis 14 hergestellt werden. Je nach Land werden Matten jedoch bereits aus Drähten bis d20 hergestellt. Diese werden jedoch ausschließlich für spezielle Projekte wie Brücken oder Dämme hergestellt.

2.3.2 Einsatz

Betonstahlmatten werden zur Bewehrung von flächigen Stahlbetonbauteilen wie Decken, Platten und Fahrbahnen verwendet. Durch die Verwendung von Matten können sehr schnell große Flächen bewehrt werden, wodurch der zeitliche Aufwand des Bewehrens entscheidend verringert wird. In gebogener Form finden sie auch in Trägern, Säulen, Fundamenten und Wänden Platz.

2.3.3 Herstellung

Betonstahlmatten werden generell durch Widerstandsschweißen (Punktschweißen) gefertigt. Dabei wird an einer kleinen Stelle hohe Energie in Form von Strom und Druck eingebracht, wodurch die beiden Drähte miteinander verschweißen. Dabei werden Ströme von bis zu 40.000 Ampere erreicht. Durch das Punktschweißen wird sichergestellt, dass eine hohe Produktionsleistung bei möglichst hoher

Wiederholungsgenauigkeit gegeben ist. Die Qualität der Schweißpunkte hängt von verschiedenen Parametern ab. Dazu gehören Anpressdruck, Spannung, Strom, sowie Schweißzeit und Nachhaltezeit.

Dabei muss der Norm DIN EN ISO 17660 Rechnung getragen werden.

Ausgangsmaterial zur Herstellung ist in den meisten Fällen der Betonstahl ab Coil. In Einzelfällen werden auch Stabstähle zur Herstellung der Matten verwendet. In dem Fall werden die Eisen davor auf Länge geschnitten. Anschließend werden die Längseisen auf das gewünschte Raster verteilt. Die Quereisen werden dann automatisch im angegebenen Raster verschweißt.

Betonstahlmatten werden auf halb- oder vollautomatischen Anlagen in güteüberwachten Werken produziert.

2.3.4 Einteilung von Betonstahlmatten

Betonstahlmatten können je nach Verwendungs- und Herstellungsart in verschiedene Varianten unterschieden werden:

- Die Lagermatte, welche mit einem standardisierten Raster und Drahtdurchmesser konfektioniert wird.
- Die Listen- oder Zeichnungsmatte, welche von vollautomatischen Automaten bedarfsbezogen für den Besteller geschweißt werden.
- Bügelmatten dienen zur Herstellung von dreidimensionalen Bewehrungskörben
- Fahrbahnmatten für die Bewehrung von Betonstraßen und / oder Landebahnen
- N-Matten
- Matten aus hochduktilen Draht (Streckgrenzenverhältnis R_m/R_e bei 1,08 N/mm²)

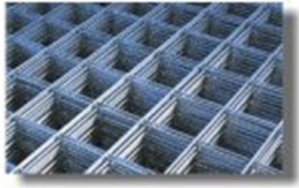


Abb. 4: Darstellung von Lagermatten

2.3.5 Bügelmatten

Bügelmatten sind Betonstahlmatten, welche zu speziellen Formen gebogen werden. Dadurch werden die Fertigungszeiten für spezielle Bewehrungsformen drastisch verkürzt, was zu einer erhöhten Wirtschaftlichkeit führt. Vor allem in der Fertigbetonindustrie, aber auch auf Großbaustellen werden Bügelmatten eingesetzt. Dabei können die Matten nicht nur offene Formen wie U, oder Z Formen annehmen, sondern können sogar zu geschlossenen Körben gebogen werden, welche vor allem als Bewehrung für Trägern und Stützen eingesetzt werden.

Dreidimensionale Bauteile wie Träger, Pfeiler und Stützen können so schnell und rationell hergestellt werden.

Um Bügelmatten herstellen zu können, braucht man Vorrichtungen um die Matten biegen zu können. Bügelmatten können natürlich in Form von Lagermatten gefertigt werden, jedoch gibt es auch die Variante bedarfsbezogen zu produzieren. Dadurch wird es möglich, schwer bewehrte Produkte mit Drahtdurchmesser bis $d=16\text{mm}$ auf industrielle und automatisierte Weise zu fertigen und dadurch den Einsatzbereich für Bügelmatten entscheidend zu erhöhen. Da Formen, Drahtdurchmesser und Größe der Matten stark variieren können, muss auf hochflexible Anlagen gesetzt werden, welche Listenmatten an Hand von CAD Daten fertigen und diese dann zu Bügelmatten oder Körbe weiterverarbeiten kann.

3. Konzept der automatischen Herstellung von Listen- und Zeichnungsmatten

3.1 Grund der Fertigung von variablen Matten

Betonstahlmatten werden vorwiegend für Fertigbetonbauteile oder direkt für die Verarbeitung auf der Baustelle hergestellt. Dabei werden immer mehr Gebäude mit Fertigbetonelementen gebaut um Zeit und damit Geld zu sparen. Da diese Unterfangen mittlerweile keine Serienproduktionen mehr sind, (mit Ausnahme von Plattenbauten, Garagen etc.) oder sehr stark bewehrt sind (z.B. Brückenbauteile, Dübinge, etc.) muss die Bewehrung von Betonbauteilen speziell auf das jeweilige Produkt abgestimmt sein.

Um hierbei der Formgebung der Betonelemente Rechnung zu tragen, ist es nötig, möglichst freie Formen von flachen und dreidimensionalen Matten herstellen zu können.

Dieser Umstand erfordert Maschinen, welche automatisch und ohne Umrüstung jeden Drahtdurchmesser und jede Form herstellen können. Dabei muss je nach Kundenwunsch nicht nur die zweidimensionale Form variabel sein, auch Biegungen werden hierbei immer öfter üblich, da auch die Formen der Betonfertigteile immer mehr variieren.

3.2 Mattenschweißanlage zum Schweißen variabler Matten

3.2.1 Layout

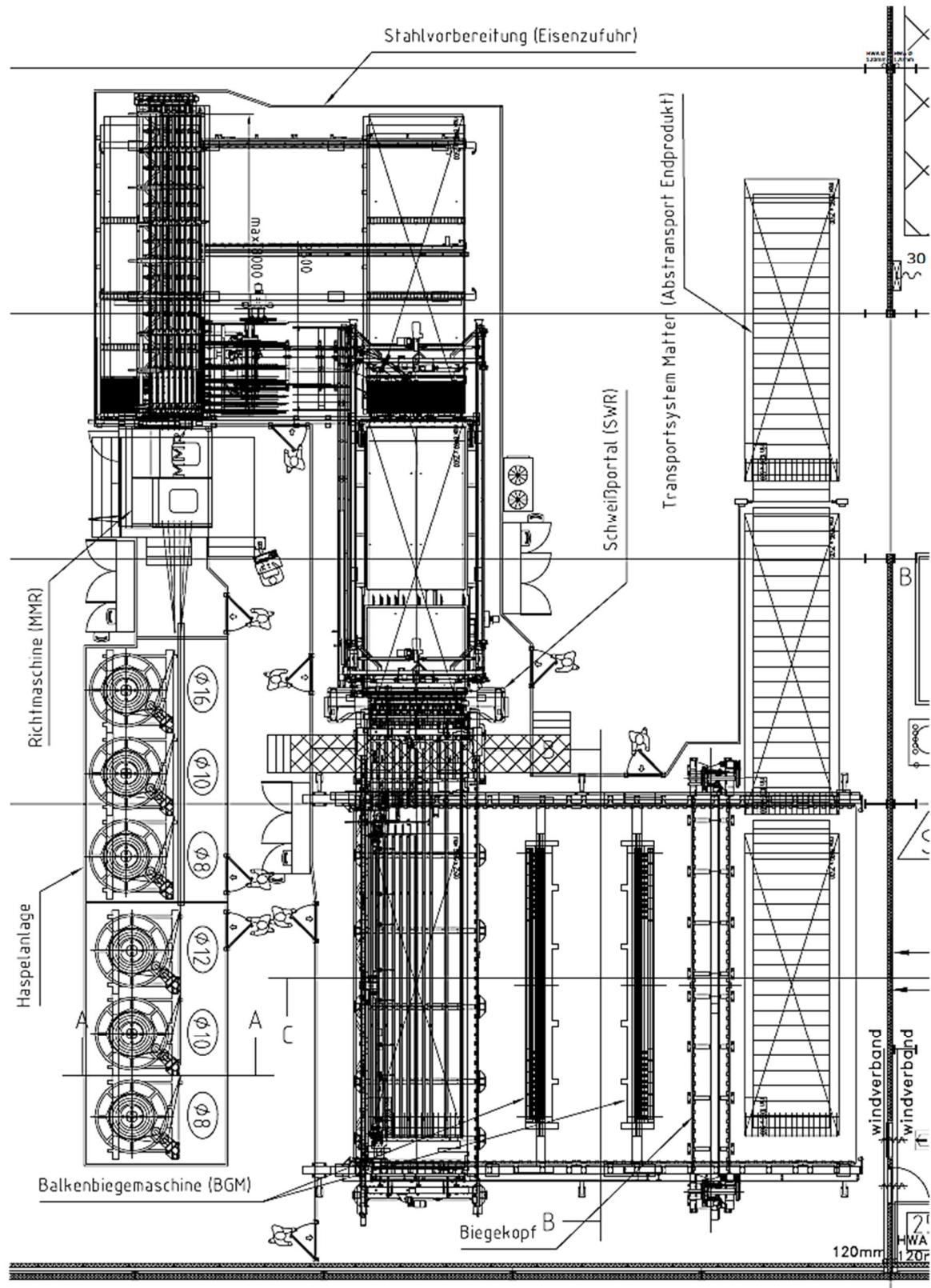


Abb. 5: Layout M-System mit Biegen

3.2.2 Ablaufbeschreibung M-System mit Biegen

In Abb. 5 sieht man das Layout für ein Projekt, welches von der Firma Progress abgearbeitet wird. Anhand des Layouts kann man die Funktionsweise dieser Anlage erklären.

Zu Beginn wird mit dem Rohmaterial zur Mattenproduktion gestartet, den Coils. Diese werden in 3 – 5 Tonnen Coils geliefert und können ebenso wild oder normal gespult gekauft werden. Je nach Gebiet und Herkunft der Drähte ist dies verschieden. Für das Schweißen von Matten werden zurzeit meist Drähte in den Stärken von d5mm bis d16mm verwendet.

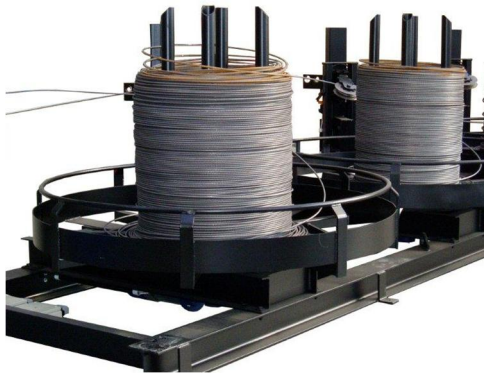


Abb. 6: geregelt gespultes Coil



Abb. 7: wild gespultes Material

Die Coils werden in der Haspelanlage auf die zum jeweiligen Drahtdurchmesser gehörende Haspel gesetzt. Die Haspel sorgt für einen sauberen Ablauf der Drähte. Durch das kontrollierte Abrollen des

Drahtes wird sichergestellt, dass keine Knoten entstehen. Besonders bei dünnen Drähten ist es wichtig, dass der Draht gleichmäßig abgewickelt wird, da dieser leicht geknickt wird. Dies würde sich negativ auf die Richtqualität des Drahtes auswirken. Das Abrollen muss elektrisch gesteuert erfolgen, da mit Vorschubsgeschwindigkeiten von bis zu 140 m/min gearbeitet wird.

Der Draht wird durch Führungsdüsen nach vorne in die Richtmaschine gezogen.

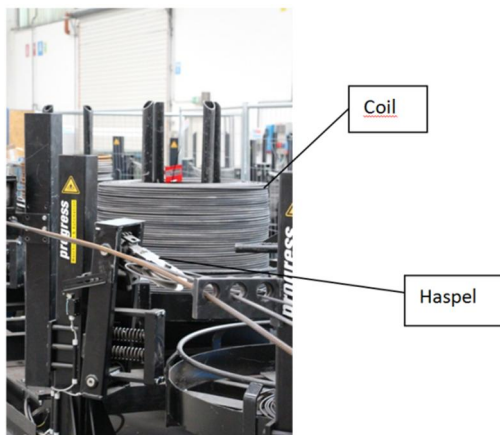


Abb. 8: Haspel mit aufgelegtem Coil

In der Richtmaschine werden die Eisen gerade gerichtet. Dies funktioniert mit dem Rotorprinzip. Das Eisen wird über einen Vorschub durch einen sich drehenden Körper geschoben, den sogenannten Rotor, wo das Eisen durch exzentrisch gesetzte Düsen oder Rollen läuft. Dadurch wird das Eisen plastisch verformt und bekommt durch das Rotieren über den ganzen Umfang des Eisens gleichmäßig Druck. Dadurch wird eine optimale Richtqualität gewährleistet, das Eisen ist über die gesamte Länge absolut gerade. Durch den Vorschub und den synchron angetriebenen Haspeln werden kaum Zugspannungen im Draht erzeugt. Außerdem erfolgt das Richten per Rotor sehr material- und abriebschonend.



Abb. 9: Vorschubeinheit und Rotoreinheit der Richtmaschine „MMR“

Das gerichtete Eisen wird darauf in den dahinterstehenden Auslauf produziert, worauf es auf Länge geschnitten wird. Der Auslauf ist mit pneumatischen Klappen und elektrisch angetriebenen Förderern, den „Sicheln“ versehen, welche das Eisen in die Auswurfposition transportieren.

Von da aus werden die Eisen an die darunter liegenden Transportsysteme übergeben.

Zuerst werden die Quereisen in ein Kettenmagazin getaktet. Dies erfolgt über pneumatisch angesteuerte Klappen. Die Stäbe fallen dann auf die Mitnehmer, welche auf Ketten geschraubt sind. Über einen Elektromotor wird dabei die Kette weitergetaktet. Sobald das Magazin vollbelegt ist, werden die Stäbe von einem Wagen abgeholt.



Abb. 10: MMR mit Auslauf und darunter liegendes Kettenmagazin

Da dieser über eine 90° Kurve Richtung Schweißroboter fährt, kommt die Position der Quereisen überhaupt erst zustande. Der Quereisenwagen übergibt die Eisen wiederum einem Kettenmagazin, welches die Eisen weiter Richtung Schweißroboter führt.



Abb. 11: Quereisenwagen mit Kurvenbahn zur Zubringung der Querstäbe

Auf ihrem Weg werden die Eisen auf die Nulllinie positioniert. Die Nulllinie ist jene Seite der Mattenanlage, von der aus die Matte produziert wird. Wird eine Matte mit kleinerer Breite als maximal möglich gefertigt,

wird diese nicht mittig sondern an der Nulllinie produziert, um die Positionierwege der Quereisen auf einem Minimum zu halten und somit die Schweißgeschwindigkeit auf ein Maximum zu bringen. Bei Matten mit Ausschnitten, Verjüngungen oder Stufen ist es nötig, die Quereisen auf verschiedene Positionen zu schieben. In diesen Fällen wird die Schweißgeschwindigkeit durch das Positionieren der Eisen verlangsamt, jedoch durch die Flexibilität der Anlage wettgemacht.

Über die Beschickung werden die Eisen auf die Gegenelektrode des Schweißroboters gelegt. Dies ist eine durchgehende Kupferleiste mit einer Vertiefung, wo das Eisen liegen bleiben kann.

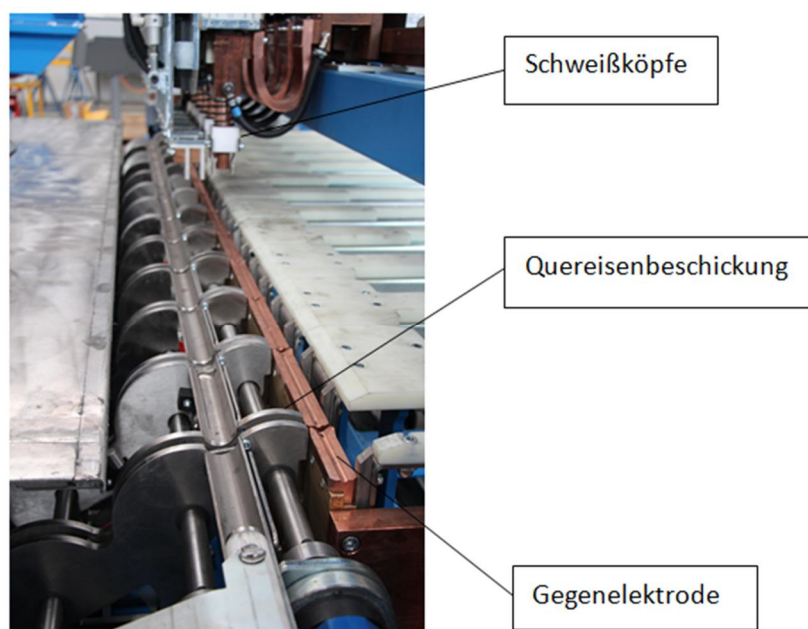


Abb. 12: Gegenelektrode mit davorstehender Quereisenbeschickung

Die Längseisen hingegen werden direkt in den sogenannten Längseisenwagen gelegt. Dieser hat normalerweise eine Rasterung von 50 bzw. 25mm in welches die Längsstäbe getaktet werden. Dabei fallen die Eisen direkt aus dem Auslauf in den Wagen, welcher automatisch auf die nächste Eisenposition verfährt. Wenn alle Längsstäbe aufgenommen sind, fährt er an die Übergabeposition, wo die Eisen von der Magnettraverse übernommen werden.

Die Magnettraverse besitzt einen Balken aus Permanentmagneten, der mit demselben Raster ausgestattet ist wie der Längseisenwagen. Bevor die Eisen von der Magnettraverse übernommen werden, werden diese mit einem Positionierer alle gleich positioniert. Über eine elektrisch angetriebene z-Achse wird dann der Magnetbalken auf den Längseisenwagen abgesenkt. Die Längsstäbe bleiben an der Magnettraverse hängen und die Magnettraverse fährt zum Schweißroboter nach vorne. Da die Stäbe bereits in der richtigen Rasterung für die Matte antransportiert worden sind, können diese nun direkt von den Schweißköpfen auf das Quereisen gedrückt und verschweißt werden.



Abb. 13: Längseisenwagen in Reihe mit Magnettraverse und Schweißroboter

Die Schweißköpfe können entlang der Gegenelektrode verfahren. Die Schweißelektrode sitzt auf einem Pneumatikzylinder, mit dem die Eisen von der Magnettraverse abgestoßen und auf das Quereisen gedrückt werden. Über den Pneumatikzylinder kann auch die Anpresskraft der Elektrode auf die Schweißstelle kontrolliert werden. Je nach Eisendurchmesserpaarung wird mit verschiedenen Drücken geschweißt.

Wenn das Eisen vom Schweißzylinder auf den Querstab gedrückt wird, kann geschweißt werden. Dazu wird eine Stromklemme, welche am Schweißzylinder befestigt ist, geschlossen und es fließt Strom. Dabei werden die Stromstärke und die Nachglühzeit eingestellt. Gemeinsam mit dem oben genannten Druck und der Nachhaltezeit kann so für jede Eisendurchmesserpaarung die ideale Schweißung erzielt werden.

Sind alle Längsstäbe auf den ersten Querstab aufgeschweißt, wird dieser von unten vom unteren Auszug per Zangen gegriffen, und aus der Gegenelektrode gezogen. Die unfertige Matte fährt dann genau um das gewünschte Quereisenraster weiter. Währenddessen wird das nächste Quereisen in die Gegenelektrode eingeworfen und dann wieder mit den Längseisen verschweißt.

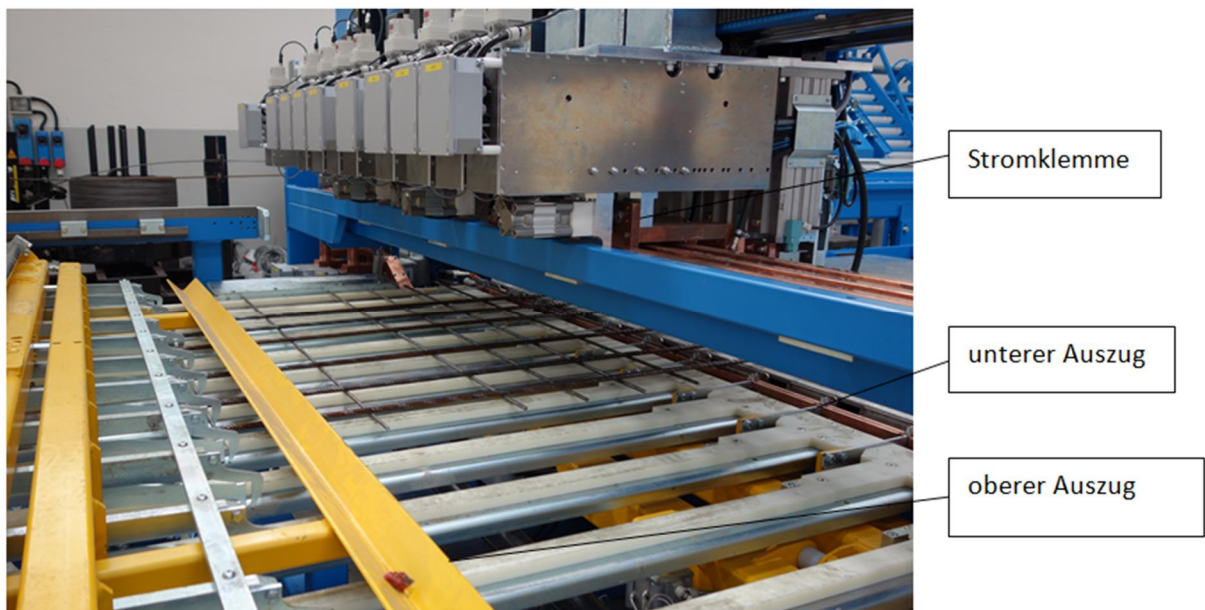


Abb. 14: Mattenauszug mit geschweißter Matte

Das Eisen wird im Laufe der Produktion nach etwa einem Meter vom oberen Auszug übernommen. Dieser begleitet die Matte bis zu deren Fertigstellung.

Ist die Matte fertig geschweißt, wird diese auf die Übergabeposition zum Transportsystem Biegen gezogen. Dieses greift je nach deren Größe die Matte mit einer oder beiden Transporteinheiten. Jede dieser Einheiten besteht aus einem Balken, welcher mit mehreren in ihrer Lage

verstellbaren Zangen ausgestattet ist. Diese werden je nach Quereisenlage an die Matte angepasst. Dann wird die Matte zu den Biegemaschinen transportiert. Mit Hilfe der z- Achse und einer x- Achse werden die Matten in die Biegemaschine gelegt. Das Transportsystem handelt die Matten während des kompletten Biegevorgangs. Die Greiferbalken sind daher auch jeweils um $\pm 90^\circ$ schwenkbar ausgeführt, um gegebenenfalls die Matte auch senkrecht oder schräg fassen zu können.



Abb. 15: Greifereinheiten des Transportsystems Biegen.

Anschließend wird die gebogene Matte oder der entstandene Bewehrungskorb auf dem Kettentransporter abgelegt.



Abb. 16: Kettenförderer zum Ablegen und -transportieren der gebogenen Produkte

Dann werden die Erzeugnisse aus dem Sicherheitsbereich gefahren. Dort werden sie von den Maschinenbedienern oder anderen Mitarbeitern abgenommen und kommissioniert.

4. Versuch zur Ermittlung der notwendigen Biegeleistung

4.1 Biegevorgang von Baustahl

Das Biegen von Baustahl ist in Normen geregelt, um Risse im Gefüge in den Biegungen zu vermeiden. In den meisten EU Ländern gilt als Minimum des Biegedorndurchmessers die Formel $4 \times \text{Drahtdurchmesser}$, das heißt, bei einem Drahtdurchmesser von 8mm muss der Biegedorn einen Durchmesser von mindestens von 32mm besitzen. Je nach Land gibt es hier noch spezielle Ausnahmen. In diesen Fällen muss mit Biegedorndurchmessern von 5xd bis 10xd gerechnet werden.

Der prinzipielle Biegevorgang sieht hierbei wie folgt aus:

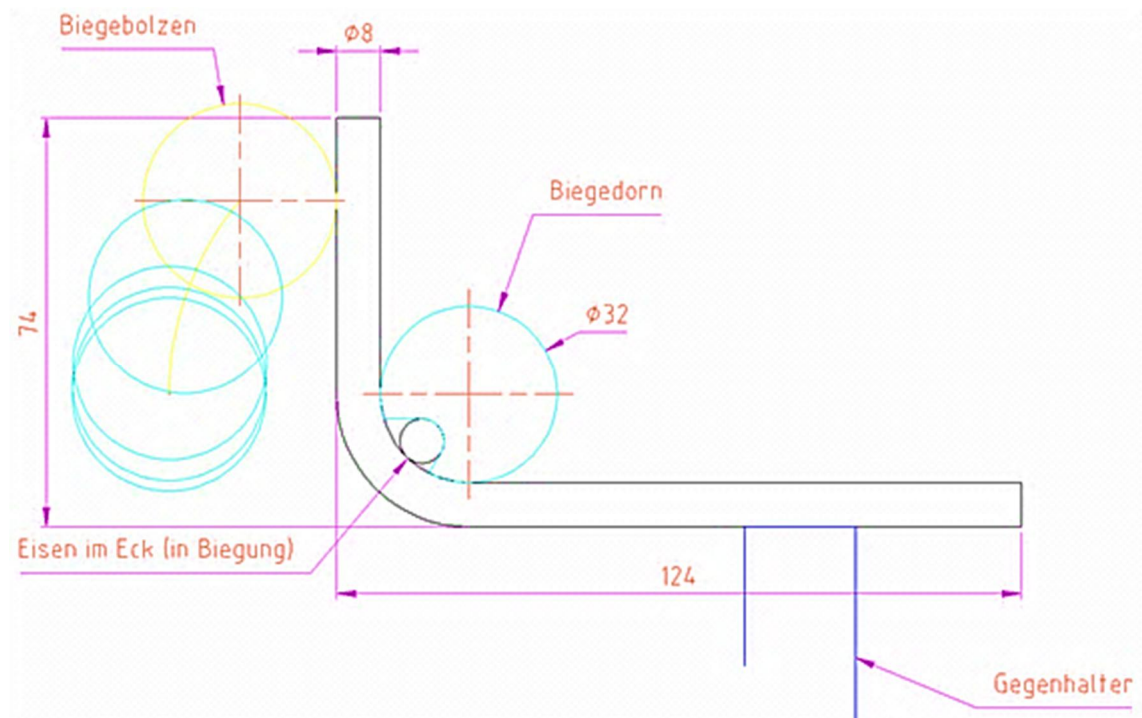


Abb. 17: Schema Biegung mit kreisförmiger Bewegung des Biegebolzens

Der Eisenstab wird zwischen Biegebolzen, Biegedorn und Gegenhalter eingeklemmt. Dann fährt der Biegebolzen um den Biegedorn bis der gewünschte Biegewinkel erreicht wurde. Dann fährt der Biegebolzen zurück, der Stab ist frei. Dabei muss berücksichtigt werden, dass der Draht um $10^\circ - 15^\circ$ über den gewünschten Winkel hinaus gebogen werden muss, da der Stab nach der Biegung wieder etwas zurückfedert. Dies ist Drahtdurchmesser und drahtunabhängig.

Das oben dargestellte Prinzip muss auch auf die Baustahlmatten umgemünzt werden. Bei einer gebogenen Matte muss jeder einzelne Draht auf diese Art und Weise gebogen werden, sprich, jedes einzelne Eisen in der Matte braucht ein eigenes Biegewerkzeug.

Beim Biegen eines Baustahldrahtes mit Durchmesser 16 entstehen Kräfte von bis zu 400Nm, welche bei der Konstruktion von Biegeapparaturen berücksichtigt werden müssen.

4.2 Versuchsaufbau

Um herauszufinden, welche Kräfte zum Biegen eines Stabes Betonstahl notwendig ist, wird ein Versuchsaufbau erstellt mit dessen Hilfe das notwendige Biegemoment für den maximal zu biegenden Drahtdurchmesser ermittelt wird.



Abb. 18: Versuchsaufbau

Da mit den größtmöglichen Kräften, sprich den zähsten Stahl gerechnet werden muss, werden für die Tests Stäbe aus hochduktilen Baustahl verwendet, welche mit Rotortechnik gerichtet werden. Dadurch hat man den Verhärtungseinfluss des Richtens bereits im Draht. Es herrschen also dieselben Bedingungen wie sie dann an der Maschine auftreten.

Die Drähte werden um das Zentrum der Matrize gebogen. Da es dadurch zu einer Abrollbewegung des Biegebolzens kommt, wurde dieser leichtgängig mit einem Rillenkugellager gelagert, um die durch die Abrollbewegung entstehenden Einflüsse zu minimieren.

Der Biegedurchmesser beträgt 64 mm, welches der Norm von $\text{Biegedurchmesser} = 4 \times \text{Drahtdurchmesser}$ entspricht. Der Rollenabstand der Biegerollen beträgt 160mm. Dieser kann auch kleiner gewählt werden, jedoch rollt hierbei der Biegebolzen weniger über den

Draht. Dadurch kann man mit exakteren Werten rechnen. Blindbiegung tritt bei diesem Abstand noch keiner auf.

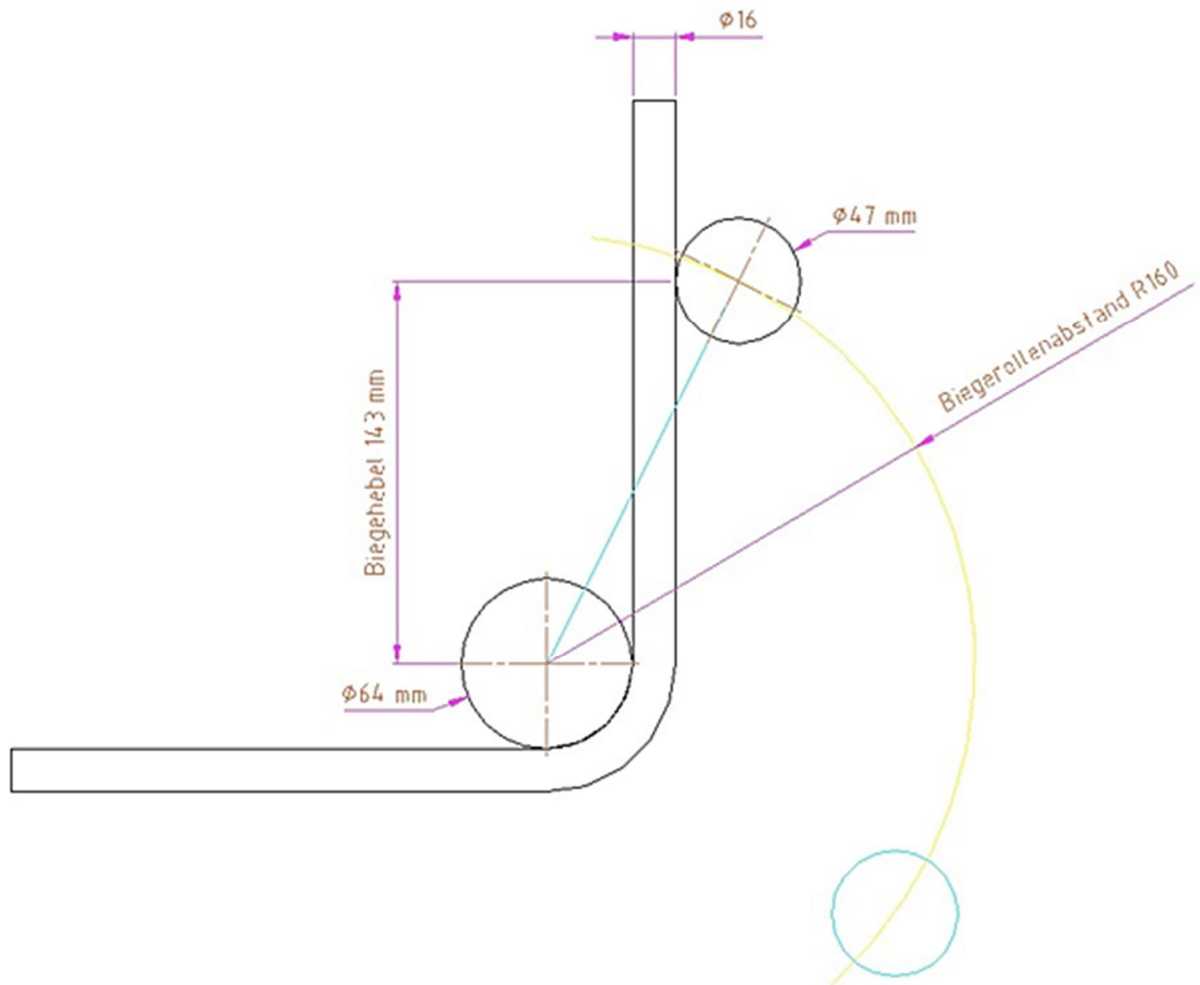


Abb. 19: Skizze des Biegeversuchs, Abstand und Biegedurchmesser

Der Test wird manuell mit einer Waage ausgeführt. Durch das manuelle Ziehen an der Stange kann es natürlich zu Abweichungen bei den Messergebnissen führen. Daher werden pro Drahtdurchmesser fünf Biegungen durchgeführt.



Abb. 20: Erfassung der Werte mit Waage

Um die Streuung auf einem Minimum zu halten, gibt der Beobachter der Waage darauf achtet, dass der Zug immer im 90° Winkel ausgeübt wird.

Der Biegeabstand wird so angepasst, dass ohne übermäßige Anstrengung der jeweilige Stab gebogen werden kann. In diesem Fall wird der Anhängepunkt der Waage 1m vom Drehpunkt angebracht.

4.3 Messergebnisse

Die Messergebnisse des Tests werden im Folgenden tabellarisch aufgelistet.

Drahtdurchmesser 16mm

| Probe Nr. | Biegekraft (N) | Lastarm (mm) | Biegemoment (Nm) | |
|-------------------------------------|----------------|--------------|------------------|-----|
| 1 | 275 | 1500 | 412 | |
| 2 | 294 | 1500 | 441 | |
| 3 | 300 | 1500 | 450 | |
| 4 | 304 | 1500 | 456 | |
| 5 | 289 | 1500 | 434 | |
| durchschnittliches Biegemoment (Nm) | | | | 439 |

Tab. 2: Messergebnisse Biegetest

Die Biegemomente blieben während des Biegevorgangs konstant, die Werte nahmen bis zum Punkt der plastischen Verformung zu und blieben dann bis zum Ende der Biegung stabil.

Durch die erhaltenen Werte des Biegetests kann die Biegespannung berechnet werden, bei welcher plastische Verformung am Betonstahl einsetzt.

Dabei ist zu beachten, dass die Drahtdurchmesser reine Richtwerte sind. Die effektiven Drahtdurchmesser wurden nachgemessen, um ein exakteres Ergebnis zu erhalten.

Auch nimmt ab einsetzen der plastischen Verformung die Biegespannung nicht mehr linear zu. Daher ist die resultierende Biegespannung ein ungefährer Richtwert und wird mit dem größten zu ermittelnden Draht ermittelt, da an ihm die größten Spannungen auftreten.

Für die Berechnung der Biegespannung wird zur Vereinfachung die Formel welche im elastischen Bereich gültig ist, hergenommen.

Für die Auslegung des maximalen Biegemoments der Maschine ist dies allerdings völlig ausreichend.

Plastische Biegespannung Drahtdurchmesser 16mm (effektiv gemessen 17mm):

$$W_{16} = \frac{d^3 * \pi}{32} = \frac{(17mm)^3 * \pi}{32} \leq 482mm^3$$

$$\sigma_{pl} = \frac{Mb}{W} = \frac{438800Nmm}{482,3mm^3} \leq \mathbf{910 \frac{N}{mm^2}}$$

Mit diesem Wert kann nun die Auslegung der Antriebsleistung der Biegemaschine errechnet werden.

4.4 Errechnung des erforderlichen Biegemoments zum Biegen der Maximalmatte

Die Maximalmatte hat eine Länge von 7m auf deren Länge 60 Eisen mit Durchmesser 8mm verteilt sind, das entspricht einem Raster von etwa 100mm.

Das Biegemoment kann mit der bereits ermittelten Biegespannung errechnet werden.

Berechnung des Widerstandsmoments eines Drahtes mit Drahtdurchmesser 8:

$$W_8 = \frac{d_8^3 * \pi}{32} = \frac{(9mm)^3 * \pi}{32} \leq 72mm^3$$

Berechnung des benötigten Biegemoments für einen Draht Durchmesser 8mm:

$$M_b = \sigma_{pl} * W_8 = 910 \frac{N}{mm^2} * 72mm^3 = 65520Nmm$$

$$M_{b \ 1 \ x \ d8} = 66Nm$$

Um 60 Stäbe mit Durchmesser 8 zu biegen sind demnach

$$M_{b\ 60\ x\ d8} = 60 * 66Nm = 3960Nm$$

nötig.

Da für die weitere Berechnung eine Sicherheit von ca. 20% eingerechnet werden soll ergibt dies ein effektives Drehmoment von

$$M_{b\ Gesamt} = 4700Nm$$

5. Entwicklung und Konstruktion der Biegemaschine

5.1 Definition des Lastenhefts

Um mit der Entwicklung der Mattenbiegemaschine beginnen zu können, muss ein Lastenheft erstellt werden. Dies ergibt sich aus dem Vertrag und den Anforderungen die die Firma für weitere Projekte wünscht.

Lastenheft der BGM (Biegemaschine)

- Mattenlänge max. ungebogen 8m
- Quereisenraster: 50mm
- Biegenockendurchmesser 40mm
- Längseisen bis $d=16\text{mm}$ in Biegung
- Minimale Biegeschenkellänge 90mm
- Maximale Biegeleistung 60 x d8, die gebogenen Eisen können dabei einen Durchmesser von d6 bis d16 besitzen
- Biegungen in L, U und Z Formen müssen möglich sein.
- Maximaler Biegewinkel muss 180° betragen
- Es müssen geschlossene Körbe gebogen werden können.

5.2 Definition des Biegeablaufs

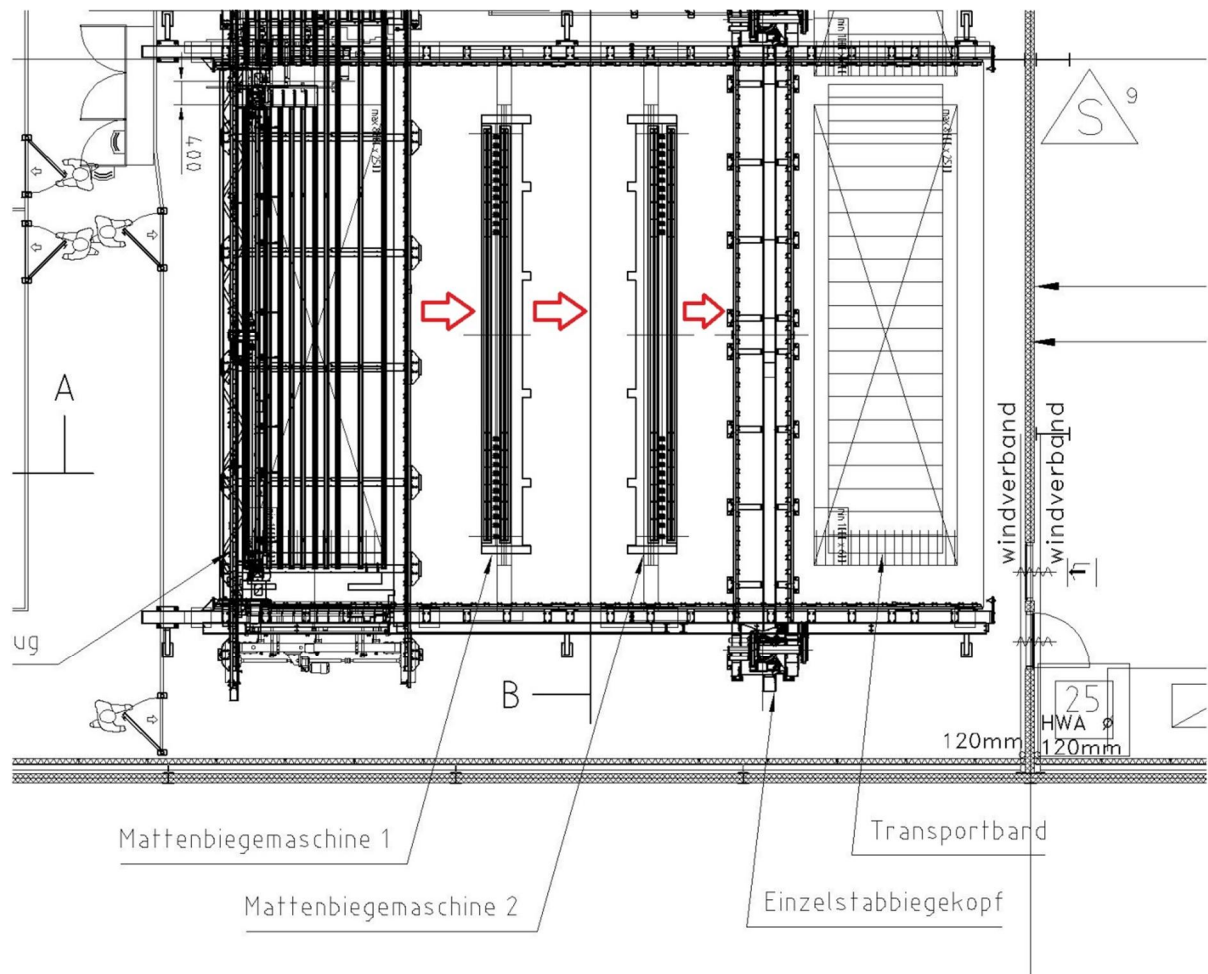


Abb. 21: Detail Layout Biegemaschine, rot gekennzeichnet der Weg der Matte zum gebogenen Endprodukt

In der oben stehenden Zeichnung sieht man mit roten Pfeilen gekennzeichnet den Weg, welchen die Matte während des Biegevorgangs zurücklegt, bzw. die einzelnen Stationen, die mit der Matte angefahren werden.

Um zu wissen, wie die Biegemaschine konstruiert werden muss, muss zuerst festgelegt werden, wie der Biegevorgang abläuft. Wie in Abb.17 zu sehen, muss die geschweißte Matte hinter dem Schweißportal von 2 Roboterachsen zur Biegemaschine transportiert werden. Diese Roboterachsen besitzen jeweils acht in x-Richtung verstellbare pneumatische Zangen. Grund für die nötige Verstellbarkeit ist das

Greifen der Quereisen. Da diese an verschiedenen Stellen liegen können, ist das Verstellen der Zangen unabdingbar. Die Eisen dürfen dabei jedoch nicht frei irgendwo gesetzt werden, sondern müssen in einem Raster von 50mm oder ein Vielfaches davon liegen, um mit der Biegemaschine gebogen werden zu können.

Durch das Greifen der Quereisen ist zum einen ein stabiler Griff gewährleistet. Zum Anderen weiß man auf diese Weise immer, wo sich die Quereisen befinden. Dies macht das Einfädeln in die Biegematrizen um ein Vielfaches einfacher und vor allem sicherer.

Die Matte wird in die Biegemaschine eingelegt und in das Biegewerkzeug, den sogenannten Matrizen, eingefädelt. Pro Draht ist eine dieser Matrizen nötig, um die Matte sauber biegen zu können.



Abb. 22: Beispiel einer Matrize, das Biegewerkzeug, mit denen die einzelnen Eisen der Matte gebogen werden

Darauf fährt der Gegenhalter der Biegemaschine nach oben, worauf der Biegevorgang startet. Je nach Biegeform muss dabei mehrmals umgegriffen oder die Matte sogar gewendet werden um das gewünschte Ergebnis zu erzielen.

Anschließend wird die gebogene Matte, bzw. der Korb auf dem rechts liegenden Transportband abgelegt.

Da die Matte auf beiden Seiten aufgebogen werden muss, sind zwei separate Biegemaschinen von Nöten. Bei einem geschlossenen quadratischen Korb werden dabei drei Biegungen auf einer

Biegemaschine vorgenommen und erst die zwei letzten Biegungen von der anderen Biegemaschine durchgeführt. Diese schließt den Korb.

Bei U oder C förmigen Matten werden auf beiden Biegemaschinen gleich viele Biegungen durchgeführt.

Generell läuft der Biegevorgang auf einer kontinuierlichen Links-Rechts Bewegung ab. Bei kleineren Matten bzw. Körben können so beide Transportsysteme eine separate Matte handeln, wodurch es möglich ist, zwei Matten gleichzeitig im Biegezentrum zu bearbeiten. Dies steigert die Produktivität enorm.

Längsstäbe können von einem separaten Biegekopf aufgebogen werden. Dieser Biegekopf wird hier nicht weiter behandelt.

5.3 Ermittlung der Kinematik der Biegemaschine

Um die Kinematik der Biegemaschine festlegen zu können, müssen entscheidende Parameter der Biegemaschine feststehen. Dazu gehören neben den bereits im Lastenheft stehenden Punkten auch dass die Matte konstruktionsbedingt von oben in die Biegemaschine gelegt werden muss. Das heißt, dass zum Zeitpunkt der Bestückung keine Störkontur wie ein Biegebalken etc. vorhanden sein darf.

Mit dem vorhandenen Biegematrizedurchmesser, dem maximalen Biegewinkel und dem kleinsten zu biegenden Biegeschenkel kann die Kinematik der Biegemaschine definiert werden.

5.3.1 Biegekurve

Die ideale Biegekurve zum Biegen eines Eisens wäre jene Kurve, wo das Biegewerkzeug immer im 90° Winkel auf das Eisen drückt. Es käme zu keinen Rollbewegungen auf dem zu biegenden Eisen und würde somit die Kräfte und Verschleiß an Biegewerkzeug und Draht so gering wie möglich halten.

Dies ist jedoch technisch nicht verwirklichtbar. In der Regel wird daher auf die Kreisbewegung zurückgegriffen um Bewehrungsstahl einzeln zu biegen.

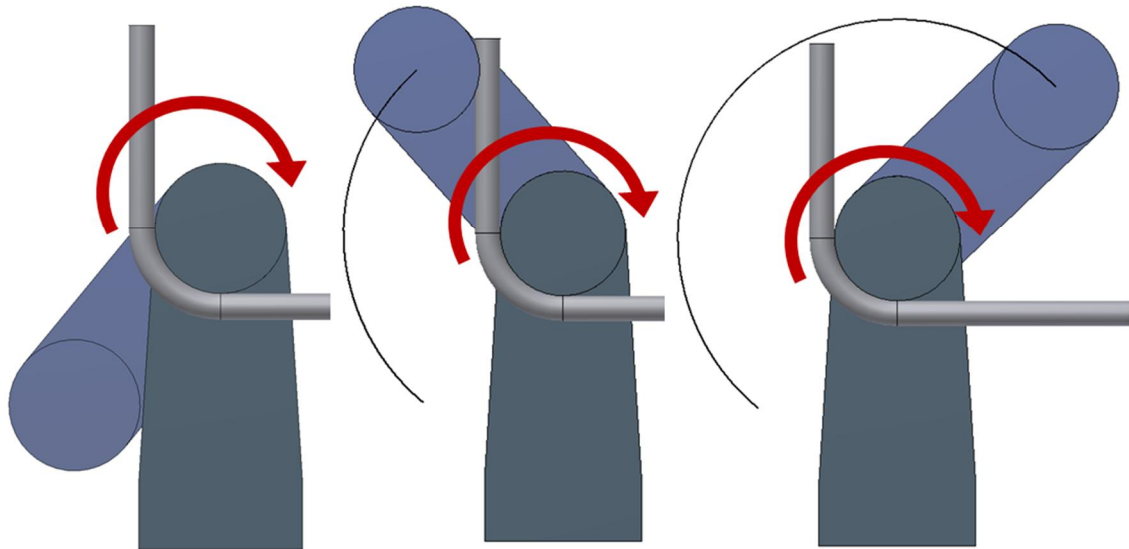


Abb. 23: kreisförmige Biegung um Biegedorn

Im Falle der Biegemaschine kann dies jedoch nicht ausgeführt werden, da der Biegebalken über eine Länge von 7m freitragend sein müsste. Die Kräfte könnten nicht abgeleitet werden und der Träger, der den Biegebolzen trägt, müsste sehr hohen Belastungen standhalten. Dies ist bei der einzuhaltenden Winkel- und Wiederholgenauigkeit nicht machbar. Die Matten würden in der Mitte ausbauchen.

Daher muss eine andere Kinematik gefunden werden, welche es ermöglicht Biegungen bis 180° durchzuführen und den Biegebalken mehrfach lagern zu können.

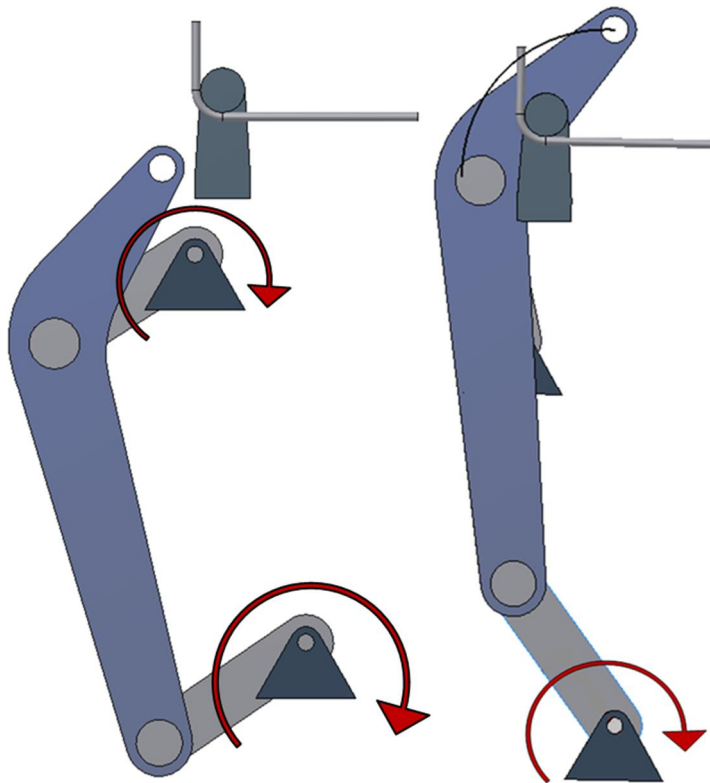


Abb. 24: Anordnung eines Viergelenks mit 2 gleichlaufenden Hebeln

In Abbildung 20 sieht man ein Viergelenk mit zwei gleichlaufenden Hebeln. Für Biegungen bis zu 90° ist diese Anordnung sehr gut geeignet. Allerdings öffnet danach die Kurve weiter, bzw. schließt hinter der Biegematrize nicht mehr. Daher Biegungen bis zu 180° nur sehr bedingt möglich. Außerdem würde der Biegeschenkel bei Biegungen über 120° schnell anwachsen. Dies würde eine Materialverschwendung mit sich ziehen, welche Kunden nicht akzeptieren. Man kann desweiteren sehen, dass die Hebel auch sehr nahe an den Totpunkt kommen würden, was die Antriebslösung nur einschränken, bzw. erschweren würde. Daher ist eine solche Anordnung für die Biegemaschine nicht ideal.

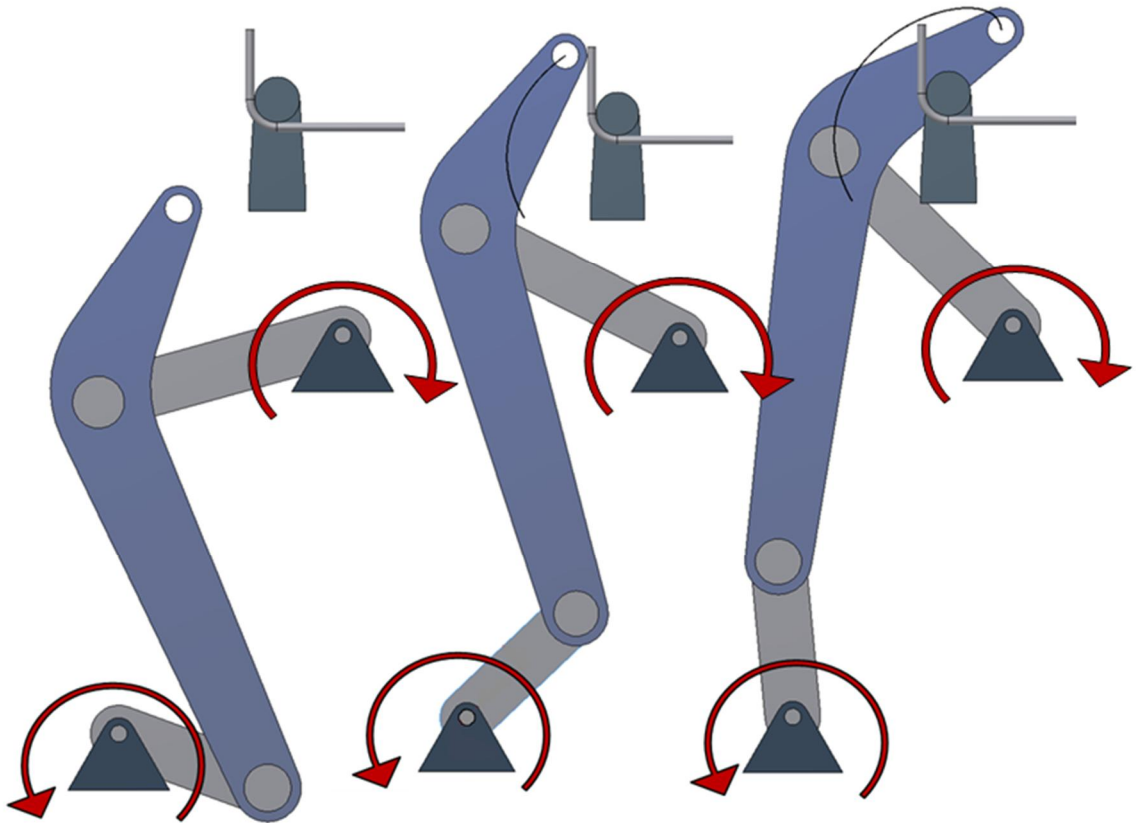


Abb. 25: Viergelenk mit gegenläufigen Hebeln

In Abbildung 21 sieht man den Biegeablauf mit gegenläufigen Hebeln. Sofort fällt auf, dass die Kurve bis zur 90° Biegung fast exakt einer Kreisbewegung entspricht. Erst danach entsteht eine etwas flachere Kurve, welche dann aber einknickt. Dieser Knick ermöglicht es, auch bei 180° Biegungen relativ kurze Biegeschenkel zu erzeugen.

Ein Nachteil dieser Anordnung ist, dass der untere Umlenkhebel über den Totpunkt fahren muss, um eine Biegung von 180° ermöglichen zu können. Wird diese Form der Umlenkung gewählt, muss also an diesem Punkt die Kraft eingeleitet werden.

Desweiteren kann auf diese Art und Weise der Biegebalken öfters gelagert werden, wodurch eine Kraftabfuhr auf den Grundrahmen erzielt werden kann. Der Biegebalken kann dadurch kleiner dimensioniert werden.

Natürlich muss die Biegekurve verfeinert werden, um ein ideales Biegeergebnis zu erreichen. Dies erfolgt zu Beginn der Konstruktion anhand von Erfahrungswerten und berücksichtigt die eingesetzte Biegematrize sowie den kleinsten und größten zu biegenden Drahtdurchmesser.

5.4 Auslegung des Antriebs

5.4.1 Grundsatzentscheidung des Antriebssystems

Beim Biegen von Baustahl entstehen Drehmomente von bis zu 5.000Nm, welche von den Antrieben bereit gestellt werden müssen. Daraus kann gefolgert werden, dass nur zwei Lösungen für den Antrieb einer solchen Biegemaschine möglich sind: Ein elektrischer oder hydraulischer Antrieb.

Grundsätzlich haben beide Systeme Vor- und Nachteile. So kann die Hydraulik bei relativ kleinem Bauraum sehr hohe Kräfte aufbringen und ist einfach anzusteuern. Jedoch ist der Energieaufwand beträchtlich (die Hydraulikpumpe läuft ständig) und das System neigt zur Leckage, was zu Verschmutzung führt.

Ein elektrischer Antrieb hingegen braucht nur dann Energie, wenn er wirklich eingesetzt wird, kann exakt angesteuert werden und ist sauber. Das System ist jedoch generell kostenintensiver und braucht mehr Bauraum um untergebracht zu werden.

Die Firma *progress* Maschinen & Automation AG setzt seit Jahren komplett auf eine Kombination aus elektrischen Antrieben und Pneumatik. Gründe dafür ist die dauerhafte Sauberkeit der Systeme, die durch umrichter gesteuerte Motoren millimetergenauen Achsen und das meist bereits vorhandene Pneumatiknetz der Kunden, welches genutzt werden kann.

Daher wird auch diese Maschine mit elektrischen Antrieben versehen werden.

5.4.2 Positionierung des Antriebs

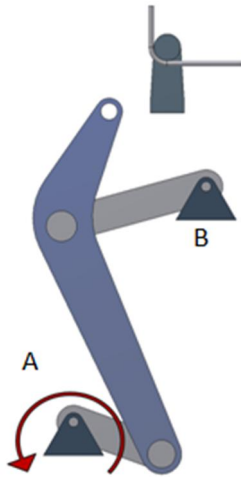


Abb. 26: Bewegungsapparat Biegemaschine

Für den links zu sehenden Bewegungsapparat gibt es grundsätzlich zwei mögliche Arten der Umsetzung eines elektrischen Antriebes: Den Linearantrieb und den konventionellen Antrieb über eine Welle. Dabei müssen auch hier wieder die Vor- und Nachteile beider Varianten aufgezeigt werden.

Der Vorteil des Linearantriebs ist der identisch mögliche Einbau der Linearhubzylinder wie beim hydraulischen Pendant.

Dadurch könnte der Angriffspunkt ideal gewählt werden und dadurch der Kraftfluss optimiert werden. Allerdings müssten einige Antriebe eingebaut werden um die Kräfte ableiten zu können. Diese müssten mit Master – Slave – Ansteuerung verbunden werden, was zu einer Explosion der Kosten führen würde und die Steuerung maßgeblich verkomplizieren würde. Desweiteren dürfte kein Totpunkt im Bewegungsablauf erreicht werden, da sich die Apparatur selbst blockieren würde.

Für unseren Bewegungsablauf ist das Überfahren des Totpunkts mit dem Hebel unten links notwendig, da dadurch der Knick in der Biegekurve für Biegungen bis 180° entsteht.

Daher wird auf einem konventionellen Wellenantrieb am Festlager A gesetzt. Dieser bietet entscheidende Vorteile für diese Anwendung: Der Antrieb ist unempfindlich gegenüber das Erreichen des Totpunkts und er kann platzsparend tief im Rahmen der Maschine eingebaut werden, was den Vorteil hat, dass keine Störkonturen im Biegebereich vorhanden sind. Desweiteren sind nur ein bis zwei Antriebe nötig, um die gesamte Biegekraft aufbringen zu können. Diese müssen dann zwar per Master-Slave-Steuerung betrieben werden, jedoch sind nur zwei Motoren pro Biegemaschine unter Kontrolle zu halten. Dadurch können effektiv Kosten an der Steuerungselektronik gespart werden. Das System ist dann auch weniger störungsanfällig.

Die Verteilung der Drehmomente wird durch eine geeignete Welle gewährleistet. Diese muss das Drehmoment an die Abnahmepunkte verteilen, ohne sich zu verwinden, damit ein gleichmäßiges Biegeergebnis über die volle Länge der Biegemaschine erzielt werden kann.

5.4.3 Berechnung des Antriebsmoments und der Lagerbelastungen

Nachdem der Bewegungsapparat eine für die Anwendung ausreichende Biegekurve liefert, kann das Antriebsdrehmoment der Biegemaschine errechnet werden.

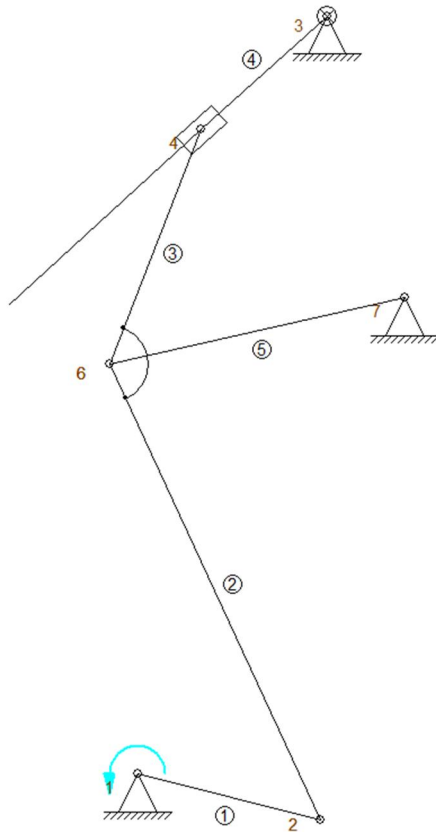


Abb. 27: Schematische Darstellung der Biegeapparatur in der Analysesoftware

Zur Berechnung des Antriebs wird eine Software verwendet, um den Drehmomentenverlauf graphisch darstellen zu können. Es wird die Software SAM 6.1 von ARTAS eingesetzt.

Als Ausgangspunkt wird ein konstantes Drehmoment um die Biegematrize von wie in Abschnitt 4.4 berechnet, ca. 4.700 Nm angenommen.

In der Simulation zur Errechnung des Antriebsmomentes wird neben den zwei Festlagern des Viergelenks der BGM auch ein Festlager für den Mittelpunkt der Biegematrize gesetzt (Festlager 3). In diesem Punkt greift als Vereinfachung das benötigte Biegemoment für die Eisen an. Das

Drehmoment wird über den ganzen Biegeverlauf als konstanter Wert angenommen. Wie aus den vorhergehenden Biegeversuchen kann ohne weiteres davon ausgegangen werden, dass das Biegemoment der Eisen über den gesamten Biegeverlauf konstant bleibt. Über die Simulation des Programms kann nun der Verlauf des Antriebsmoments per Graf ersichtlich gemacht werden.

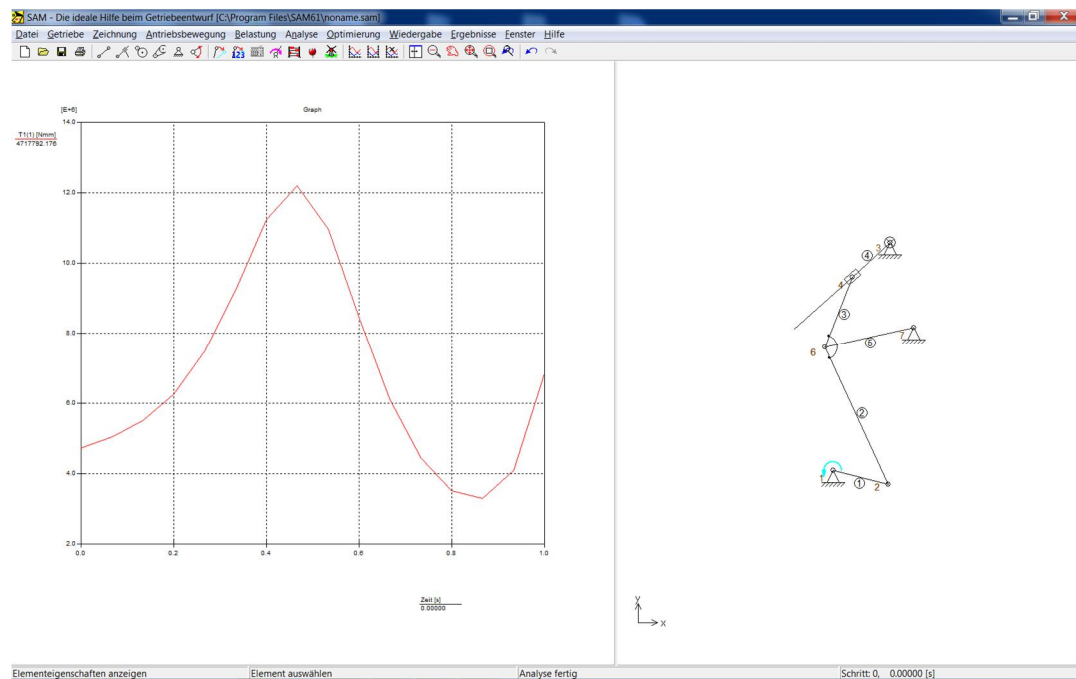


Abb. 28: Startpunkt Biegevorgang

In Abbildung 24 sieht man, dass das Antriebsmoment von Beginn an relativ hoch ist und keinen sprunghaften Anstieg aufweist, wie es eigentlich in der Praxis sein müsste. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Belastungsdrehmoment in der Simulation bereits ab Start des Biegevorgangs anliegt. Natürlich trifft dies nicht auf die effektive Situation zu, da das Drehmoment erst ab dem Kontaktpunkt mit den Eisen ansteigen würde. Das Ziel der Auswertung ist jedoch herauszufinden, wie hoch das maximale Antriebsmoment während des Biegevorgangs ist. Dieser Wert kann ohne weiteres aus dem Diagramm abgelesen werden.

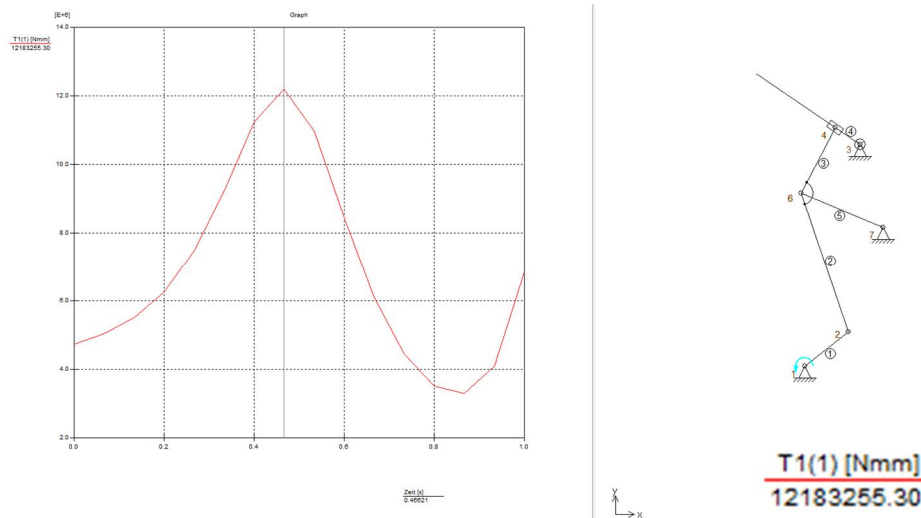


Abb. 29: Position Biegemaschine bei maximalem Antriebsmoment

In Abb. 25 ist die Position des maximalen Antriebsmoments dargestellt. In diesem Punkt muss ein Drehmoment von mindestens 12.200 Nm aufgebracht werden, um die Eisen biegen zu können.

Aus dem Graphen des Drehmomentenverlaufs kann entnommen werden, dass bis zu diesem Punkt das Drehmoment steil ansteigt und dann wieder rückläufig ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass an dieser Stelle der kleinste Abstand zwischen Biegebolzen und Biegedorn besteht. Dann fällt das Drehmoment wieder ab und steigt erst ab dem Überschreiten des Totpunktes wieder an.

Dies ist ein Nebeneffekt einer solchen Kinematik. Der Vorteil dieser Anordnung ist ganz klar im Bewegungsablauf, sprich der resultierenden Kurve des Biegebolzens zu sehen. Daher wird die steil ansteigende Drehmomentenkurve toleriert. Die stark schwankenden Drehmomente müssen durch einen leistungsfähigen und unempfindlichen Antrieb abgefangen werden.

An Hand der durchgeführten Analyse können bereits die Lagerkräfte bestimmt werden. In Gelenkpunkt 1 wird ungefähr bei Erreichen des Maximalmoments auch die Maximalkraft auf das Lager der Antriebswelle erreicht.

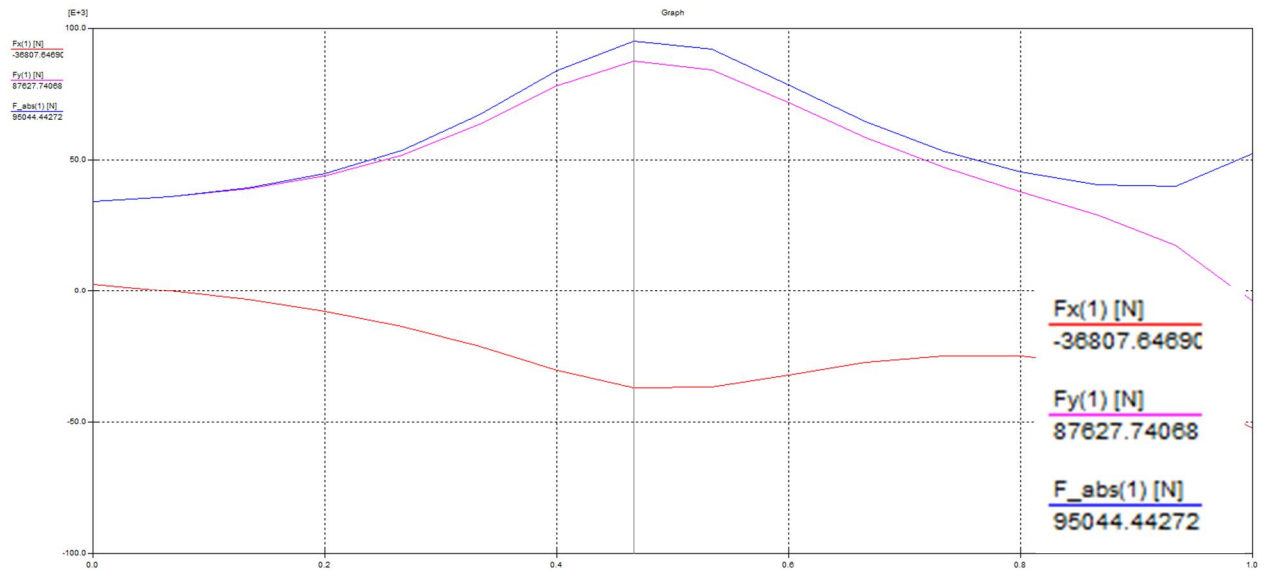


Abb. 30: Kräfteverlauf in Gelenkpunkt 1 (Antriebswelle)

Dabei wird eine Kraft von etwa 95kN erreicht, welche auf die gesamte Lagerung der Antriebswelle lasten. Mit diesem Wert können die nötigen Auflager berechnet und ausgelegt werden, mit der die Antriebswelle gestützt wird.

Aus diesen beiden Werten kann nun der Antriebsstrang ausgelegt werden. Dazu gehören die Baugröße der Getriebe und Motoren, der Durchmesser der Welle, die Größe und Anzahl der benötigten Lagerstellen, sowie die Auslegung der Kurbeln.

Da auch auf der Umlenkzustange eine beträchtliche Kraft lastet, wird auch für diese eine Kräfteanalyse erstellt.

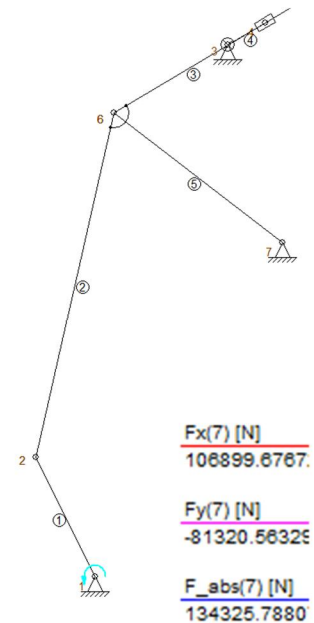
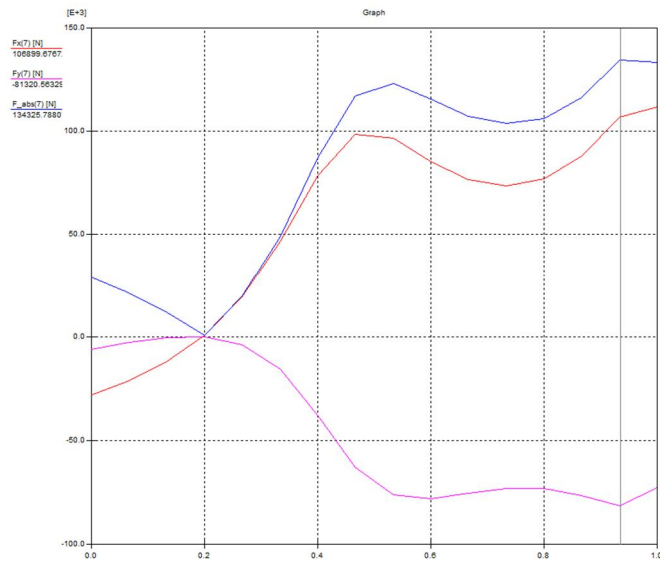


Abb. 31: Kräfteverlauf im Gelenkpunkt 7 (Fixlager Zugstange)

Die Zugstange muss bei Ihrer Maximalbelastung die gesamte Kraft, welche exakt radial auf die zu biegenden Eisen wirkt, aufnehmen. Dadurch entsteht eine maximale Lagerbelastung von ca. 135.000 N. Die Zugstange ist in diesem Moment sozusagen das Fixlager, welches die Kraft umlenkt. Diese hohen Kräfte sind wiederum bei der Auslegung der Zugstangen und deren Lagerung zu berücksichtigen.

5.4.4 Auslegung der Antriebswelle

Die Antriebswelle muss an Hand von zwei Gesichtspunkten ausgelegt werden. Die Welle muss das benötigte Drehmoment übertragen können und sich dabei so wenig wie möglich verformen. Dabei ist vor allem die Torsion ein Problem, da die auftretenden Biegebeanspruchungen von der Wellenlagerung aufgenommen werden kann. Torsion und Verbiegung der Welle müssen auf ein Minimum gehalten werden. Je steifer die Antriebseinheit ist, desto besser und reproduzierbarer ist das Biegeergebnis.

Zur Berechnung der Antriebswelle wird Auto Cad, Version 2010, benutzt. Das Berechnungstool ist einfach und effektiv. Somit kommt man schnell zu einem Ergebnis.

Der Durchmesser der Welle wird so festgelegt, dass bei einer einseitigen Belastung der Welle mit dem halben benötigten Drehmoment (6000 Nm) die Welle sich um ca. 1,5° verdrehen kann.

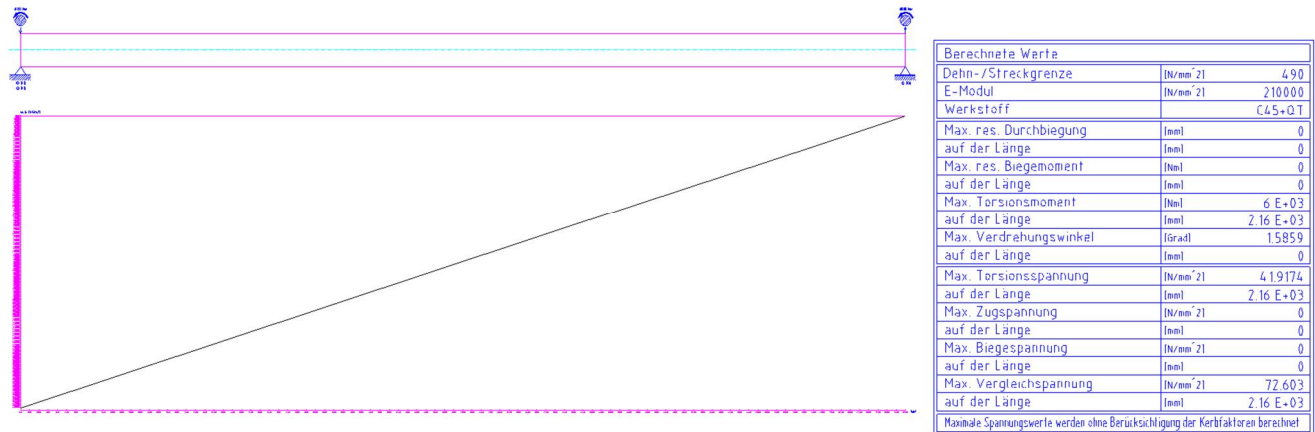


Abb. 32: Ergebnisse Torsionsberechnung mit Graphen des Verdrehwinkels

Es ergibt sich nach einigen Neuauslegungen ein Durchmesser von 90mm.

Bei der Konstruktion der Welle werden Ausdrehungen von einem Millimeter vorgenommen, um die Montage der Flanschlager zu erleichtern, da diese über die gesamte Welle eingeschoben werden müssen.

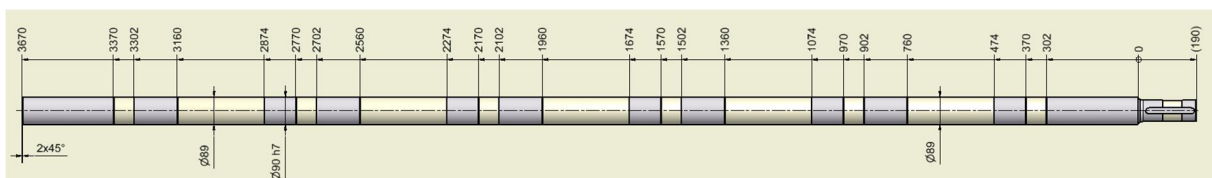


Abb. 33: Wellenhälfte mit hell eingezeichneten Verjüngungen für eine leichtere Montage

Die Welle muss aus zwei Teilen gefertigt werden, da geschliffene Wellen nur mit einer Länge von 6m erhältlich sind. Daher muss die Welle in der Mitte verbunden werden.

5.4.5 Auslegung der Antriebseinheiten

Die Auslegung der Antriebe (Leistung der Motoren, Größe und Übersetzung der Getriebe) hängt von vielen Faktoren ab. Zu diesen zählen einmal die primären Faktoren der Leistung, sprich die aufzuwendende

Kraft und die Biegedauer. Eine weitere Rolle spielen aber auch die Bauart des Getriebes, der Wellendurchmesser und die Drehmomentübertragung. Primär müssen die Leistungsdaten erfasst und untersucht werden:

- Benötigtes Antriebsdrehmoment: ca. 12.200 Newtonmeter
- Maximalzeit eines Biegezyklus: ca. 5 Sekunden

Da in dieser Leistungsklasse wenig Auswahl an bezahlbaren Getrieben herrscht, wird entschieden, ein Planeten- Stirnradgetriebe zu verwenden. Da die Firma in der Vergangenheit bereits mit Getrieben der Firma Brevini gute Ergebnisse erzielt hat, wird auch bei diesem Projekt auf deren Hilfe gesetzt.

Desweiteren arbeitet die Firma *progress* mit der Firma Stöber eng zusammen. Diese sind ein zuverlässiger Zulieferer für Asynchron- und Synchron-Servomotoren sowie deren Zubehör, wie Umrichter etc.

Da Antriebe in dieser Größenordnung beträchtliche Materialkosten nach sich ziehen, müssen diese genau und sparsam ausgelegt werden. Dabei muss genau abgewogen werden, welche Kombination aus Antriebsmotor und Getriebe eingesetzt wird, um bei idealer Leistung eine günstige Lösung zu Verfügung stellen zu können. Gleichzeitig soll genug Reserve in den Antrieben stecken, um eventuelle Mehrbelastungen durch Fertigungsfehler, Bedienungsfehler oder ähnlichem aufnehmen zu können.

Da klar ist, dass zwei Antriebe von Nöten sind, um das Drehmoment aufbringen zu können und eine sehr genaue Steuerung von Nöten ist, um eine möglichst genaue Produktion von Bügelmatten zu erzielen, müssen Umrichter eingesetzt werden. Diese haben den Vorteil, dass sowohl Geschwindigkeit und Position, sowie auch das Drehmoment exakt steuerbar ist. Außerdem können damit sogenannte Master-Slave-Antriebseinheiten verwirklicht werden.

Master-Slave-Antriebe sind Antriebe, welche über die Steuerung synchron gehalten werden. Dabei folgt wie der Name bereits andeutet ein Antrieb

dem anderen nach, wodurch eine exakte Synchronisierung möglich ist. Es wird eine starre Verbindungswelle simuliert.

In unserem Beispiel müssen Drehmomente von bis zu ca. 12.000Nm aufgebracht werden. Dabei haben Servomotoren einen entscheidenden Vorteil. Bei relativ niedrigem Nennmoment kann ein um ein vielfach höheres Maximalmoment erzeugt werden. Bei kurzen Drehmomentspitzen, wie es in unserer Anwendung der Fall ist, kann man somit mit einer relativ kleinen und daher günstigen Baugröße arbeiten, da der Motor anschließend genug Ruhezeit hat um nicht zu überhitzen.

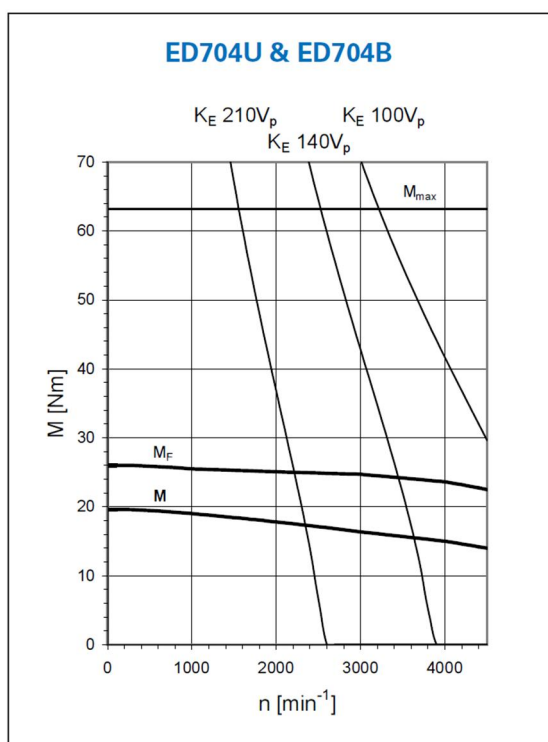


Abb. 34: Kennlinie eines Servo- Synchronmotors der Firma Stöber

In Abbildung 30 sieht man die Kennlinie eines Synchron- Servomotoren der Fa. Stöber. Hierbei sieht man, dass bei einem Nennmoment von ca. 16 Nm ein maximales Drehmoment von ca. 60Nm möglich ist.

5.4.6 Auswahl Getriebe

Das Getriebe muss das Drehmoment auf die Welle übertragen. In unserem Fall muss ein Abtriebsmoment von etwa 6100Nm aufgebracht werden. Dabei kann eine recht hohe Übersetzung gewählt werden, da das

Getriebe abtriebseitig nur einen Drehwinkel von etwa 200° ausführen muss um einmal zu biegen und die Synchron- Servomaschine bis 3000 U/min fahren kann.

Zur Auswahl des Getriebes wird zuerst die nötige Übersetzung gewählt. Dabei muss zuerst festgestellt werden, wie lange das Getriebe für eine ganze Umdrehung benötigen muss:

$$t_{\text{ganze Umdrehung}} = \frac{360^\circ}{200^\circ} \times 2,5s = 4,5s$$

Daraus ergibt sich eine Abtriebsdrehzahl von $n = \frac{60s}{4,5s} = 13,3 \text{ U/min}$.

$$\text{Daraus folgt: } i = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Getriebe}}} = \frac{3000 \frac{\text{U}}{\text{min}}}{13,3 \frac{\text{U}}{\text{min}}} = 225,56$$

Bei einem maximalen Drehmoment von 6100Nm pro Getriebe und einer erforderlichen Übersetzung von etwa $i=225$ wird folgendes Getriebe ausgewählt:

| | i_{eff} | $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ | | | $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ | | | $n_1 = 750 \text{ min}^{-1}$ | | | $T_{2\text{ISO}}$ [Nm] | P_T [kW] |
|--------|------------------|-------------------------------|------------------|------------------|-------------------------------|------------------|------------------|-------------------------------|------------------|------------------|---------------------------|---------------|
| | | n_2 [min ⁻¹] | P_{N1} [kW] | T_{N2} [Nm] | n_2 [min ⁻¹] | P_{N1} [kW] | T_{N2} [Nm] | n_2 [min ⁻¹] | P_{N1} [kW] | T_{N2} [Nm] | | |
| PH 216 | 13.92 | 108 | 29.6 | 2500 | 72 | 22.0 | 2800 | 54 | 18.0 | 3050 | 3900 | 29 |
| | 16.43 | 91 | 29.5 | 2950 | 61 | 21.9 | 3300 | 46 | 17.9 | 3600 | 4600 | |
| | 18.68 | 80 | 28.5 | 3250 | 54 | 21.5 | 3700 | 40 | 17.4 | 4000 | 5100 | |
| | 19.77 | 76 | 27.3 | 3300 | 51 | 20.6 | 3750 | 38 | 16.7 | 4050 | 5000 | |
| | 22.48 | 67 | 25.1 | 3450 | 44 | 18.8 | 3900 | 33 | 15.4 | 4250 | 5000 | |
| | 25.62 | 59 | 22.6 | 3550 | 39 | 17.1 | 4050 | 29 | 13.9 | 4400 | 5000 | |
| | 27.63 | 54 | 21.5 | 3650 | 36 | 16.1 | 4100 | 27 | 12.5 | 4250 | 5000 | |
| | 33.20 | 45 | 16.5 | 3350 | 30 | 11.1 | 3400 | 23 | 8.5 | 3450 | 4200 | |
| | 37.16 | 40 | 13.0 | 2950 | 27 | 8.7 | 2950 | 20 | 6.6 | 3000 | 3600 | |
| | 42.41 | 35 | 9.7 | 2500 | 24 | 6.5 | 2500 | 18 | 5.0 | 2550 | 3100 | |
| PH 316 | 50.79 | 30 | 12.8 | 3980 | 20 | 8.8 | 4080 | 15 | 6.7 | 4160 | 4600 | 22 |
| | 57.75 | 26 | 12.5 | 4420 | 17 | 8.5 | 4540 | 13 | 6.5 | 4620 | 5100 | |
| | 59.95 | 25 | 12.8 | 4700 | 17 | 8.7 | 4820 | 13 | 6.6 | 4900 | 5500 | |
| | 68.16 | 22 | 11.3 | 4730 | 15 | 8.5 | 5350 | 11 | 5.9 | 4940 | 5800 | |
| | 77.50 | 19 | 10.8 | 5130 | 13 | 7.5 | 5400 | 9.7 | 5.8 | 5500 | 5800 | |
| | 88.33 | 17 | 9.8 | 5310 | 11 | 6.7 | 5440 | 8.5 | 5.1 | 5540 | 5800 | |
| | 95.24 | 16 | 9.1 | 5330 | 10 | 6.2 | 5470 | 7.9 | 4.7 | 5570 | 5800 | |
| | 114.5 | 13 | 7.6 | 5390 | 8.7 | 5.2 | 5530 | 6.6 | 4.0 | 5630 | 5800 | |
| | 128.1 | 12 | 6.9 | 5430 | 7.8 | 4.7 | 5570 | 5.9 | 3.6 | 5670 | 5800 | |
| | 146.2 | 10 | 6.1 | 5480 | 6.8 | 4.2 | 5620 | 5.1 | 3.2 | 5720 | 5800 | |
| | 157.1 | 9.6 | 5.7 | 5480 | 6.4 | 4.0 | 5800 | 4.8 | 3.0 | 5800 | 5000 | |
| | 175.8 | 8.5 | 5.2 | 5580 | 5.7 | 3.6 | 5800 | 4.3 | 2.7 | 5800 | 5000 | |
| | 200.6 | 7.5 | 4.6 | 5690 | 5.0 | 3.1 | 5800 | 3.7 | 2.3 | 5800 | 5000 | |
| | 216.3 | 6.9 | 4.1 | 5490 | 4.6 | 2.8 | 5630 | 3.5 | 2.2 | 5740 | 5000 | |

Tab. 3: Auswahltable Getriebekatalog, Compact industrial gearboxes, Brevini Pivposiplan, 2005

Dieses Getriebe hat zwar eine geringere Übersetzung und ein geringeres Nennmoment, jedoch kann dadurch die Drehzahl des Motors etwas zurückgenommen werden.

Das Nennmoment wird um etwa 10% bei maximaler Biegebeanspruchung überschritten. Dies ist laut Hersteller jedoch bei der hier vorliegenden geringen Einschaltdauer und selten anliegendem Maximalmoment akzeptabel.

5.4.7 Auswahl Motor

Bei einer vorhandenen Übersetzung von $i=216,3$ und einem abzugebenden Drehmoment von $6100Nm$ ergibt sich für das Drehmoment

$$\text{des Motors } M_{Motor} = \frac{M_{Getriebe}}{i} = \frac{6100Nm}{216,3} = 28,2Nm.$$

Da der Motor dieses Drehmoment nur in etwa 10% seiner Einschaltdauer leisten werden muss, wird ein Motor einem etwa halb so großen Nennmoment ausgewählt.

Die geringe Einschaltdauer des Motors unter Maximallast kommt dadurch zustande, dass die größtmögliche Anzahl an Eisen in nur maximal 10% der Fälle gebogen wird. Da das Maximalmoment auch während dieser Biegung nur kurz erreicht wird und dann sofort wieder absinkt, kann der Motor dementsprechend kleiner ausgelegt werden.

| Mot. | KE [Vmin/ 1000] | nN [min ⁻¹] | MN [Nm] | IN [A] | KMN [Nm/A] | PN [kW] | Mo [Nm] | Io [A] | KM [Nm/A] | MR [Nm] | Mmax [Nm] | Imax [A] | RU-V [Ω] | LU-V [mH] | TeI [ms] | J [10 ⁻⁴ kgm ²] | m [kg] |
|--------|-----------------------|----------------------------|------------|-----------|---------------|------------|------------|-----------|--------------|------------|--------------|-------------|-------------|--------------|-------------|--|-----------|
| ED212U | 40 | 6000 | 0,44 | 1,07 | 0,411 | 0,28 | 0,48 | 1,12 | 0,452 | 0,026 | 1,48 | 3,48 | 26,00 | 15,80 | 0,61 | 0,13 | 1,43 |
| ED212U | 40 | 3000 | 0,45 | 1,08 | 0,417 | 0,14 | 0,48 | 1,12 | 0,452 | 0,026 | 1,48 | 3,48 | 26,00 | 15,80 | 0,61 | 0,13 | 1,43 |
| ED213U | 40 | 6000 | 0,64 | 1,53 | 0,418 | 0,40 | 0,73 | 1,65 | 0,458 | 0,026 | 2,70 | 5,80 | 13,20 | 10,30 | 0,76 | 0,17 | 1,67 |
| ED213U | 40 | 3000 | 0,68 | 1,60 | 0,425 | 0,21 | 0,73 | 1,65 | 0,458 | 0,026 | 2,70 | 5,80 | 13,20 | 10,30 | 0,76 | 0,17 | 1,67 |
| ED302U | 60 | 6000 | 0,88 | 1,30 | 0,677 | 0,55 | 1,09 | 1,63 | 0,688 | 0,031 | 3,92 | 6,08 | 20,40 | 26,40 | 1,29 | 0,44 | 2,27 |
| ED302U | 60 | 3000 | 0,98 | 1,52 | 0,645 | 0,31 | 1,09 | 1,63 | 0,688 | 0,031 | 3,92 | 6,08 | 20,40 | 26,40 | 1,29 | 0,44 | 2,27 |
| ED303U | 60 | 6000 | 1,15 | 1,70 | 0,677 | 0,72 | 1,41 | 2,12 | 0,680 | 0,031 | 5,40 | 7,48 | 10,30 | 17,75 | 1,72 | 0,61 | 2,77 |
| ED303U | 110 | 3000 | 1,35 | 1,10 | 1,227 | 0,42 | 1,41 | 1,14 | 1,264 | 0,031 | 5,40 | 4,32 | 40,25 | 46,00 | 1,14 | 0,61 | 2,77 |
| ED401U | 70 | 6000 | 1,90 | 2,77 | 0,686 | 1,2 | 2,51 | 3,02 | 0,854 | 0,070 | 12,5 | 16,0 | 7,50 | 14,50 | 1,93 | 1,41 | 3,90 |
| ED401U | 140 | 3000 | 2,36 | 1,54 | 1,533 | 0,74 | 2,51 | 1,61 | 1,603 | 0,070 | 12,5 | 8,00 | 29,60 | 43,90 | 1,48 | 1,41 | 3,90 |
| ED402U | 70 | 6000 | 3,80 | 4,85 | 0,784 | 2,4 | 4,98 | 6,10 | 0,828 | 0,070 | 24,0 | 30,0 | 2,51 | 7,90 | 3,15 | 2,51 | 5,52 |
| ED402U | 140 | 3000 | 4,56 | 2,86 | 1,594 | 1,4 | 4,98 | 3,10 | 1,629 | 0,070 | 24,0 | 15,0 | 8,90 | 22,80 | 2,56 | 2,51 | 5,52 |
| ED403U | 70 | 6000 | 4,25 | 5,85 | 0,727 | 2,7 | 6,60 | 8,22 | 0,811 | 0,070 | 29,0 | 36,0 | 1,42 | 4,57 | 3,22 | 3,61 | 7,08 |
| ED403U | 140 | 3000 | 5,94 | 4,18 | 1,421 | 1,9 | 6,60 | 4,43 | 1,506 | 0,070 | 29,0 | 20,0 | 5,20 | 15,80 | 3,04 | 3,61 | 7,08 |
| ED503U | 70 | 6000 | 4,35 | 5,80 | 0,750 | 2,7 | 9,00 | 11,9 | 0,766 | 0,110 | 32,0 | 42,0 | 0,78 | 3,60 | 4,62 | 8,25 | 9,66 |
| ED503U | 140 | 3000 | 7,60 | 5,16 | 1,473 | 2,4 | 9,00 | 5,95 | 1,531 | 0,110 | 32,0 | 22,0 | 2,95 | 12,05 | 4,09 | 8,25 | 9,66 |
| ED505U | 100 | 4200 | 11,1 | 9,90 | 1,121 | 4,9 | 14,1 | 12,2 | 1,170 | 0,110 | 63,6 | 63,0 | 0,78 | 5,00 | 4,97 | 13,2 | 14,1 |
| ED505U | 140 | 3000 | 12,0 | 8,52 | 1,409 | 3,8 | 14,1 | 9,83 | 1,441 | 0,110 | 63,6 | 45,0 | 1,55 | 7,70 | 4,97 | 13,2 | 14,1 |
| ED704U | 100 | 4200 | 14,6 | 12,3 | 1,187 | 6,4 | 19,6 | 16,1 | 1,232 | 0,230 | 63,2 | 52,0 | 0,54 | 4,85 | 8,98 | 28,4 | 19,3 |
| ED704U | 140 | 3000 | 16,5 | 11,0 | 1,500 | 5,2 | 19,6 | 12,5 | 1,589 | 0,230 | 63,2 | 40,0 | 1,05 | 7,40 | 7,05 | 28,4 | 19,3 |
| ED704U | 210 | 2000 | 17,8 | 7,67 | 2,321 | 3,7 | 19,6 | 8,32 | 2,383 | 0,230 | 63,2 | 27,0 | 2,43 | 17,30 | 7,12 | 28,4 | 19,3 |
| ED706U | 100 | 4200 | 15,1 | 13,1 | 1,153 | 6,6 | 27,5 | 22,5 | 1,232 | 0,230 | 91,0 | 82,0 | 0,31 | 3,20 | 10,32 | 41,8 | 26,3 |
| ED706U | 140 | 3000 | 21,7 | 14,5 | 1,497 | 6,8 | 27,5 | 17,8 | 1,562 | 0,230 | 91,0 | 59,0 | 0,65 | 4,80 | 7,39 | 41,8 | 26,3 |
| ED706U | 210 | 2000 | 23,5 | 10,2 | 2,295 | 4,9 | 27,5 | 11,8 | 2,344 | 0,230 | 91,0 | 39,0 | 1,25 | 10,90 | 8,72 | 41,8 | 26,3 |
| ED806U | 100 | 4200 | 22,0 | 21,5 | 1,023 | 9,7 | 47,0 | 42,2 | 1,121 | 0,310 | 120 | 107 | 0,12 | 1,95 | 13,31 | 117 | 49,0 |
| ED806U | 140 | 3000 | 30,0 | 20,4 | 1,471 | 9,4 | 47,0 | 30,2 | 1,567 | 0,310 | 120 | 77,0 | 0,23 | 3,10 | 13,31 | 117 | 49,0 |
| ED808U | 110 | 4000 | 10,2 | 10,0 | 1,020 | 4,3 | 58,0 | 48,5 | 1,202 | 0,310 | 150 | 130 | 0,10 | 1,55 | 15,82 | 153 | 60,0 |
| ED808U | 210 | 2000 | 45,1 | 20,6 | 2,194 | 9,4 | 58,0 | 24,9 | 2,339 | 0,310 | 150 | 64,0 | 0,36 | 5,20 | 14,40 | 153 | 60,0 |

Tab. 4: Auswahltabelle Servomotoren, Stöber Antriebstechnik SMS Servomotoren ED + EK

Der in Abbildung 21 markierte Motor hat ein Nennmoment von $M_N = 16,5 Nm$. Das Stillstandsmoment liegt bei $M_0 = 19,6 Nm$ und das Maximalmoment bei $M_{max} = 63,2 Nm$.

Da die oben genannten 28,2Nm nur etwa 10% der Einschaltdauer anliegen, kann dieser Motor ohne weiteres für diese Anwendung verbaut werden.

5.5 Konstruktion der Antriebshebel

Zur Kraftübertragung von Getriebe auf Welle wird eine Passfederverbindung eingesetzt. Diese hat den Vorteil, dass ein Formschluss erzeugt wird, wodurch ein Rutschen automatisch ausgeschlossen werden kann. Die Passfederverbindung hat jedoch den Nachteil, dass Fertigungsfehler in der Schweißkonstruktion des Grundrahmens und des Biegebalkens nicht ausgeglichen werden können.

Daher wird entschieden, für die Antriebshebel, den Kurbeln eine kraftschlüssige Verbindung zu verwenden. Bei der Auslegung der Kurbeln muss berücksichtigt werden, dass die Belastung der Biegung nicht immer

symmetrisch auf die Antriebswelle übertragen wird, da die zu fertigende Matte nicht die vollen 7m der Biegemaschine aufweisen muss und nicht immer mittig auf der Biegemaschine aufliegen wird.

Da der Biegebalken einen kleinen Querschnitt haben soll, um seine Störkontur möglichst klein halten zu können, werden zwölf Kurbeln gleichmäßig verteilt.

Wie oben bereits angesprochen wird das Biegemoment normalerweise nicht gleichmäßig auf alle Kurbeln weitergegeben. Es werden Belastungsspitzen auf einzelne Kurbeln auftreten. Daher wird für die Kurbeln ein Sicherheitsfaktor eingeplant.

$$M_{Kurbel} = \frac{M_{Gesamt}}{12} = \frac{12.200Nm}{12} = 1016,16 Nm$$

Eine Kurbel soll das Zweifache übertragen können, das heißt es sollen etwa $M_{Nenn} \sim 2.000Nm$ übertragen werden können.

Durch Erfahrungen vergangener Entwicklungen wird das Einsetzen von herkömmlich erhältlichen Schrumpfscheiben oder Spannbuchsen verzichtet. Diese sind viel zu anfällig für Querkräfte, Schmutz, etc. Des Weiteren ist die Montage sehr aufwendig.

Aus diesen Gründen wird ein Halbschalensystem eingesetzt. Dabei werden zwei Halbschalen von mehreren Schrauben auf die Welle geklemmt.

Zur Berechnung der erforderlichen Klemmkraft pro Schraube wird folgende Formel verwendet:

$$F_S = \frac{2M_{Nenn} \times S_R}{\mu \pi d z} = \frac{2 \times 1.000Nm \times 2}{0,1 \times \pi \times 0,09m \times 8} = 17.683,9N \leq 17.700N$$

S_R ... *Sicherheit gegen Rutschen* = 2

μ ... *Reibwert Stahl auf Stahl*

z ... *Anzahl Schrauben*

Laut Auswahltabelle des Schraubenherstellers Gross GmbH ist für eine in Achslast auftretende Belastung von bis zu 25.000N eine M16 Schraube der Güteklasse 8.8 einzusetzen. Dabei muss eine Vorspannkraft von 63.000N aufgebracht werden. Es werden acht verzinkte M16 Zylinderkopfschrauben der ISO 4762, früher DIN 912 verbaut. Bei einem Reibwert im nicht geschmierten Zustand von ca. 0,125 ergibt sich dadurch ein Anziehmoment von ca. 170Nm

Für die Auslegung der Nabe werden noch folgende Richtwerte benutzt:

- Der Außendurchmesser der Nabe soll $1,8 - 2,0 \times d$ betragen.
- Die Nabenlänge soll $1,5 - 2,2 \times d$ betragen.

Diese beiden Richtwerte sind Voraussetzung für eine ausreichende Klemmverbindung und verhindern, dass sich die Halbschalen zu sehr verformen und dadurch die Klemmkraft sowie das übertragbare Drehmoment abnimmt.

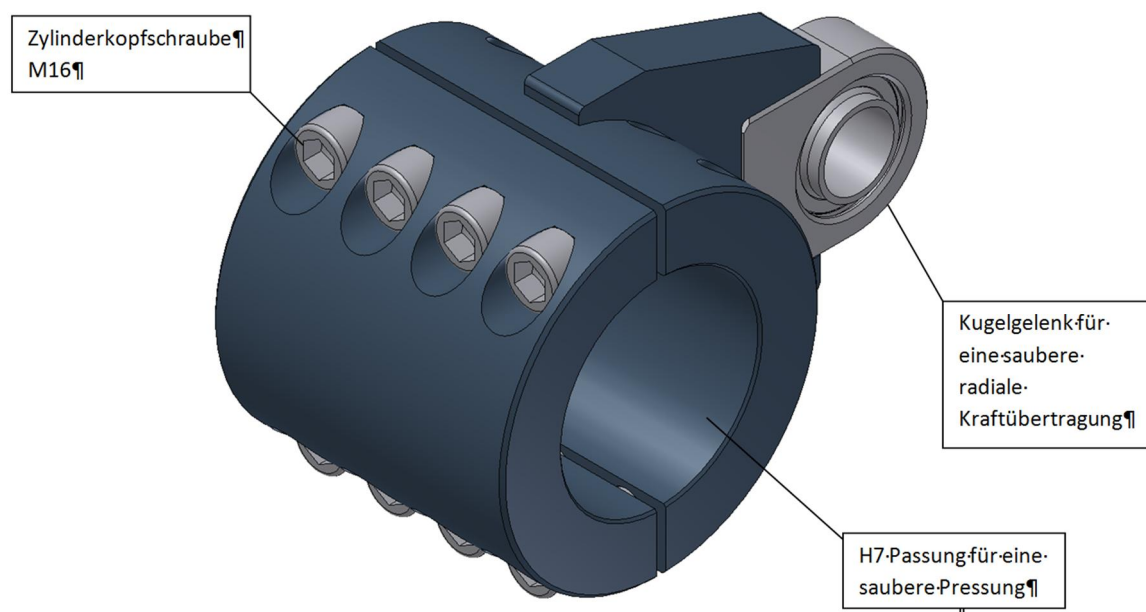


Abb. 35: Konstruktion der Kurbel

5.6 Konstruktion des Grundrahmens

Der Grundrahmen der Biegemaschine muss prinzipiell vier Dinge erfüllen:

- Er muss selbsttragend sein
- Er muss möglichst einfach und kostengünstig zu fertigen sein
- Er muss die Kräfte, die durch das Biegen entstehen, möglichst ohne Verformung aufnehmen können.
- Er muss eine hohe Genauigkeit und Geradheit aufweisen, um das gewünschte Biegeresultat zu erlangen.
- Daher müssen alle wichtigen Verbindungsflächen, Bohrungen und Lagersitze mit dem Fräskopf erreicht werden können.

Da auf den Grundrahmen alle Kräfte des Biegevorganges übertragen werden, ist es von enormer Wichtigkeit, dass der Rahmen sehr steif ist. Daher werden als unterste Verbindungen zwei Quadratrohre an den äußeren Stellen des Rahmens durchgezogen, um die Verwindung aufnehmen zu können. Gemeinsam mit der Befestigungsleiste der Biegematrizen bilden sie ein Dreieck. Die auf die Matrizen einwirkenden Kräfte können so bestmöglich „auf den Boden gebracht“ werden.

An den Rohren befinden sich Laschen mit der die Maschine dann per Dübel in der Werkshalle fixiert wird.

Um die Befestigungsleiste der Biegematrizen mit den unteren Rohren zu verbinden, werden senkrecht stehende Verbindungsplatten eingezogen, welche auch als Befestigung für sämtliche Lagerstellen des Bewegungsapparates dienen. Durch diesen Aufbau gleicht der Grundrahmen im Schnitt einem Dreieck. Dadurch entsteht eine besonders steife Struktur.

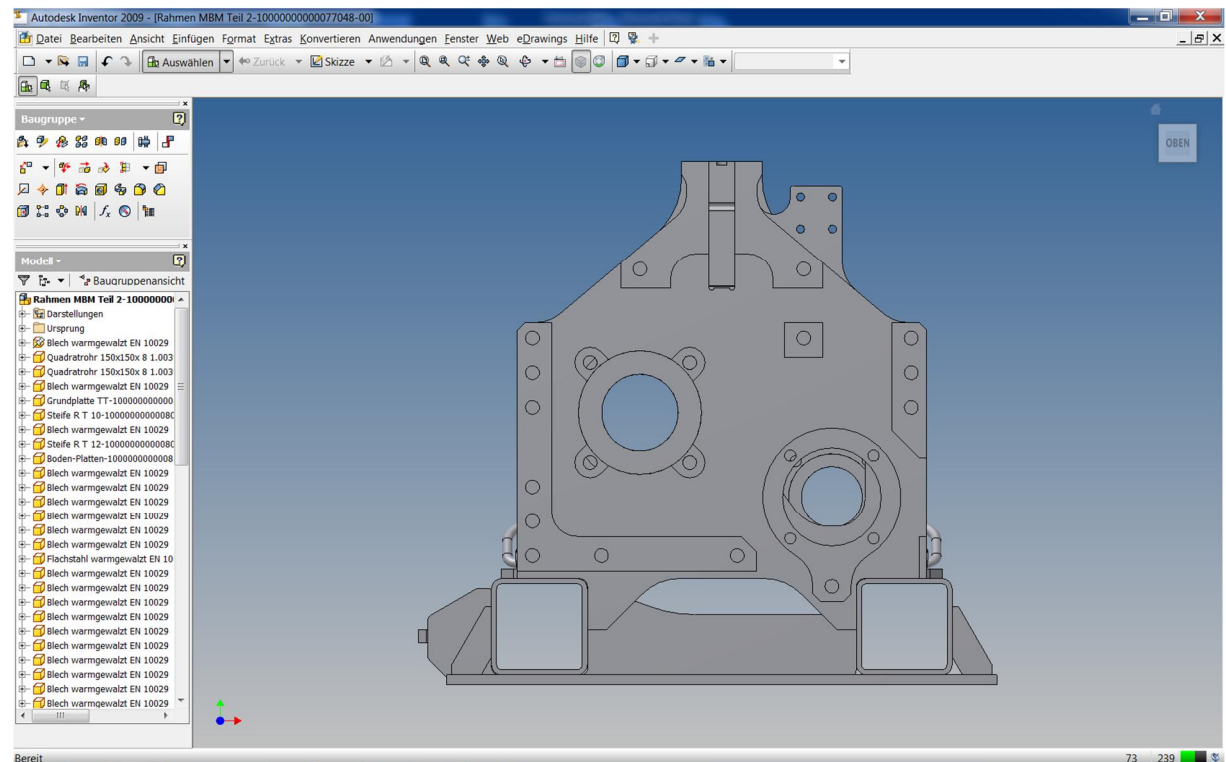


Abb. 36: Querschnitt des Grundrahmens der Biegemaschine

Die Qualität der gebogenen Matten hängt vor allem von der Geradheit der Biegenockenleiste und der Geradheit des Biegebalkens ab. Daher muss die Flanschfläche der Biegenocken nach dem Schweißen gefräst werden. Der Grundrahmen wird aus zwei Hälften zusammengeschaubt, um den Rahmen auf einer 4m Fräse nachbearbeiten zu können. Auf diese Weise ist es unserem Lieferanten möglich, die Flanschseite der Biegenockenleiste sowie alle Lagersitze in einem Mal nachzuarbeiten. In der Mitte werden die beiden Hälften per Schraubverbindung verbunden. Dabei werden die aufeinander geschraubten Platten plan und exakt im rechten Winkel zu den Auflagen der Grundrahmen gefräst, um einen geraden Übergang zu erhalten.

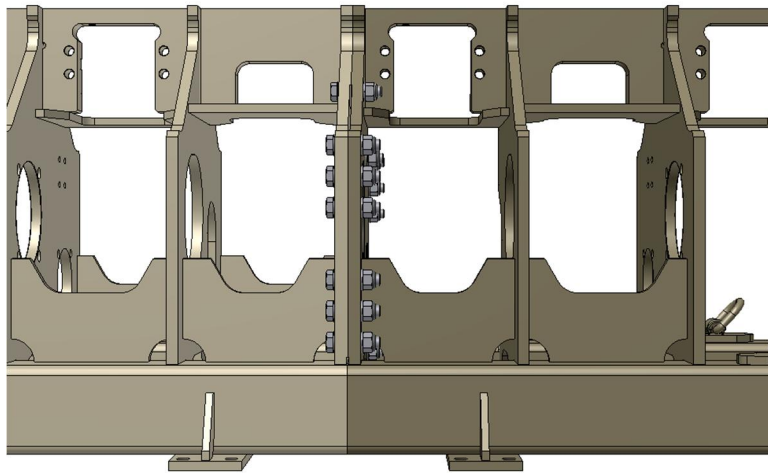


Abb. 37: Verbindung beider Rahmenhälften per Schraubverbindung

Da in Längsrichtung des Rahmens kaum Kräfte auftreten, werden nur an wenigen Stellen Versteifungsplatten eingesetzt.

Die Flanschleiste, auf der die Biegenockenleiste aufgeschraubt wird, wird mit Passfedernuten versehen, welche die Querkräfte aufnehmen. Das durch die Biegung entstehende Drehmoment wird hingegen von den stehenden Platten aufgenommen. Dadurch entsteht ein möglichst direkter Kraftfluss. Die Schrauben werden nur in Zugrichtung, nicht aber auf Abscherung belastet.

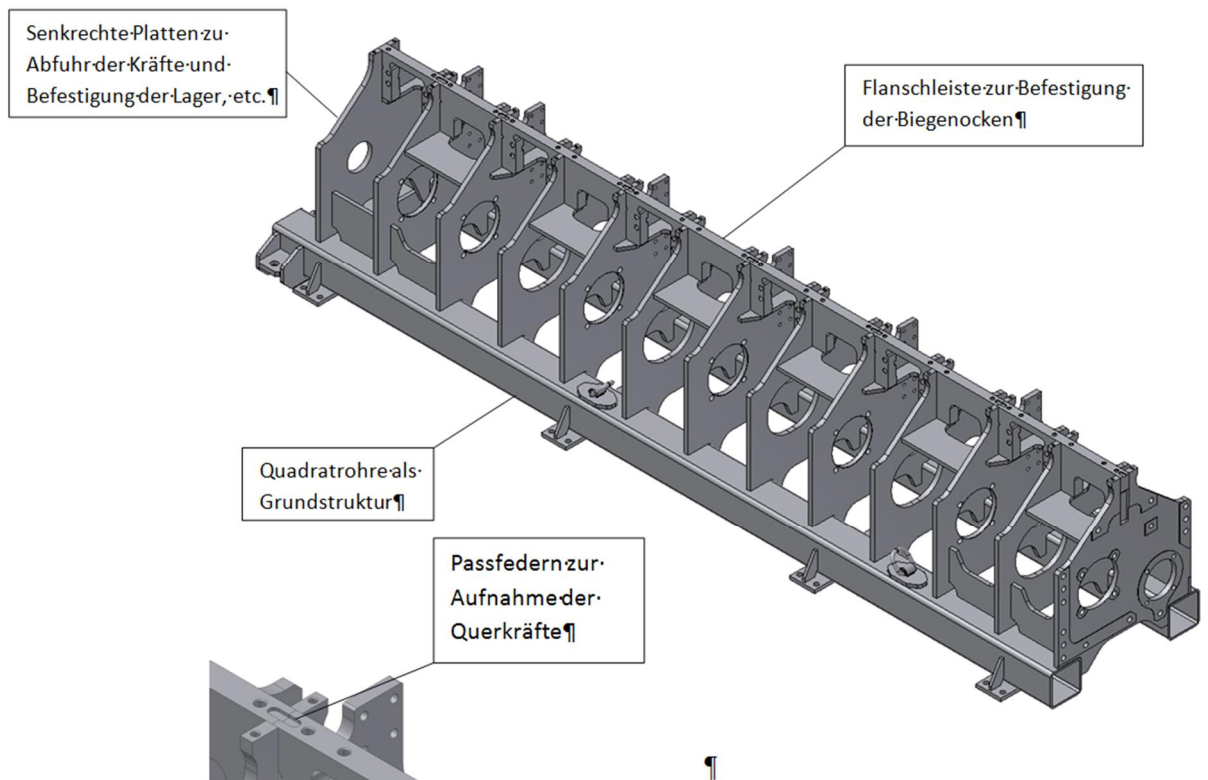


Abb. 38: Konstruktion einer Grundrahmenhälfte

5.7 Die Biegenockenleiste

Als Grundstruktur für die Biegenockenleiste wird ein Flachstahl mit den Abmessungen 120mm x 40mm verwendet. Diese Trägerleiste wird direkt auf den Grundrahmen geschraubt.



Abb. 39: Trägerleiste mit sichtbaren Passfedernuten

Auf der Trägerleiste sitzen die Bratzen, welche die eigentliche austauschbare Biegenockenleiste festhalten. Diese Bratzen werden wie schon die Trägerleiste mit Schrauben und Passfedern befestigt, um die entstehenden Kräfte bestmöglich aufnehmen zu können.

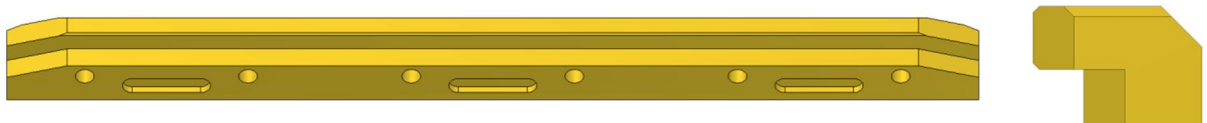


Abb. 40: Bratzen zum Halten der Biegenockenleiste

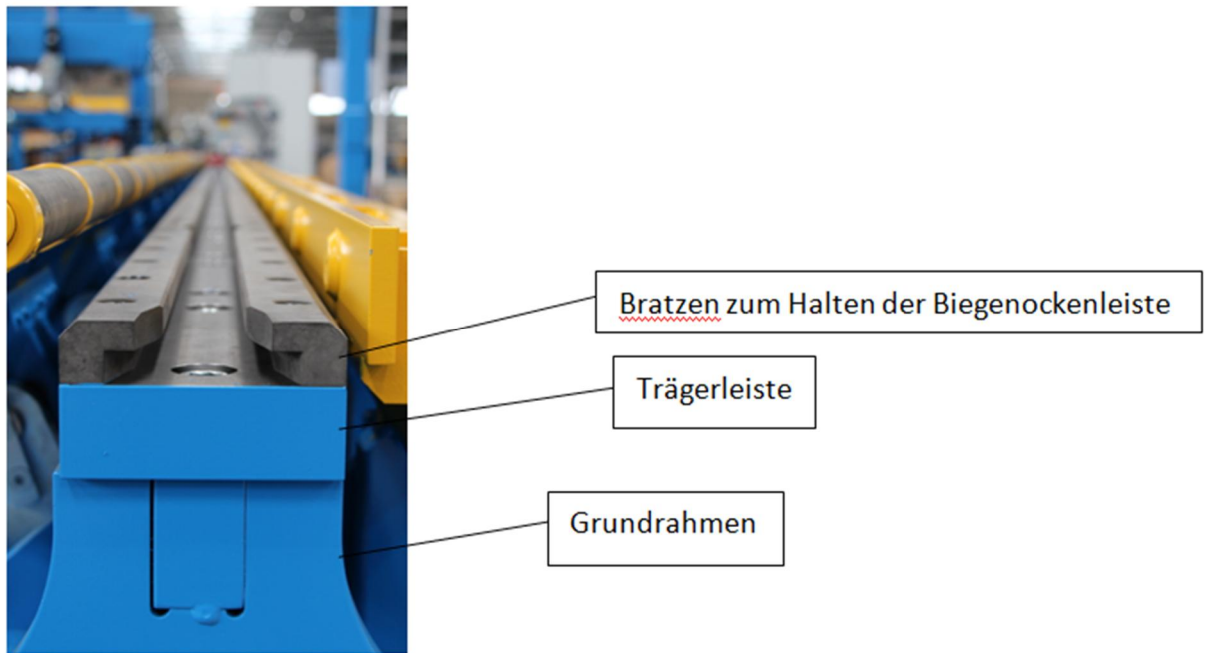


Abb. 41: effektiver Aufbau der Biegemaschine

Die Biegenocken werden auf einer T- Nut festgeschraubt, wo die Nocken zusätzlich wiederum durch einen Formschluss befestigt sind um die Biegekräfte besser übertragen zu können, aber auch eine exakte Ausrichtung zu ermöglichen. Die Biegenockenleiste ist in 1800mm lange Teile unterteilt.

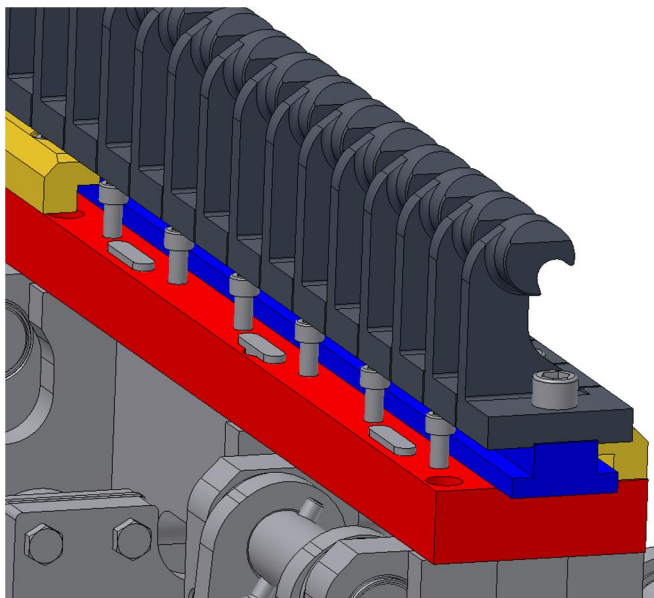


Abb. 42: schematischer Aufbau der Biegenockenleiste und deren Befestigung

Diese einzelnen Teile können zum Wechsel des Biegenockendurchmessers von der Seite eingeschoben werden. Dadurch kann der Kunde wenn gewünscht jeden seiner Drahtdurchmesser mit Normdurchmesser biegen.

5.8 Auslegung und Konstruktion der Biegenocke

Die Biegenocke muss laut Lastenheft einen Biegedurchmesser von 40mm aufweisen. Desweiteren müssen Eisen bis Durchmesser 16mm im Eck Platz finden. Außerdem müssen Biegungen bis 180° mit dieser Matrize möglich sein. Für das Eisen im Eck wird eine Aussparung von 10mm Radius vorgesehen, welche so gesetzt wird, dass das Eisen nach der Biegung im zurück gefederten Zustand genau in der Mitte der Biegung liegt. Natürlich wird dies an Hand des maximalen Durchmessers erarbeitet. Daher können die Positionen kleinerer Eisendurchmesser etwas abweichen. Diese Toleranz muss jedoch in Kauf genommen werden.

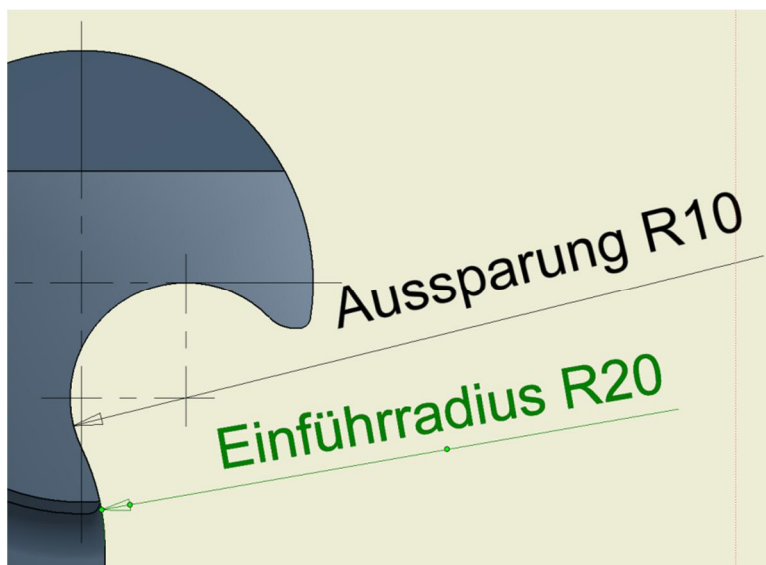


Abb. 43: Geometrie Aussparung für Eisen im Eck

Da an der Biegematrize die Biegekräfte anliegen und der Betonstahl scheuert, muss die Biegematrize sehr steif und verschleißfest sein. Verformungen und übermäßiger Verschleiß würde unweigerlich zu nicht genügenden Biegeergebnissen führen.

Für eine sichere Auslegung muss eine FEM Berechnung erstellt werden. Dies erfolgt mit einem Zusatztool des zur Konstruktion eingesetzten Programms Inventor 2010.

Für die Berechnung der Matrize muss zu allererst klar sein, an welchem Punkt die ungünstigste Last auf die Matrize wirkt. Dies ist in unserem Fall die Belastung welche bei einer Biegung von 90° auftritt.

Bei einem Maximaldrehmoment von ca. 439Nm (Drahtdurchmesser 16, ermittelt während des Biegeversuches) ergibt sich bei einer minimalen Biegeschenkellänge von 90mm folgender Krafteinfluss:

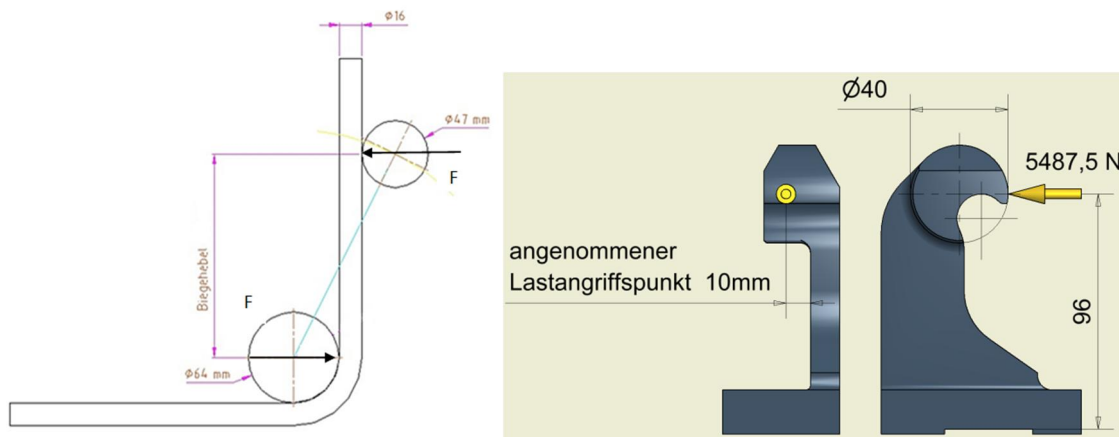


Abb. 44: Schema der wirkenden Kräfte auf das zu biegende Eisen und die Matrize

Hebel Biegebolzen – Biegematrize = 80mm

$$F = \frac{M}{r} = \frac{439Nm}{0,08m} \leq 5.487,5N$$

Diese 5.487,5N wirken radial in der Mitte der Biegematrize.

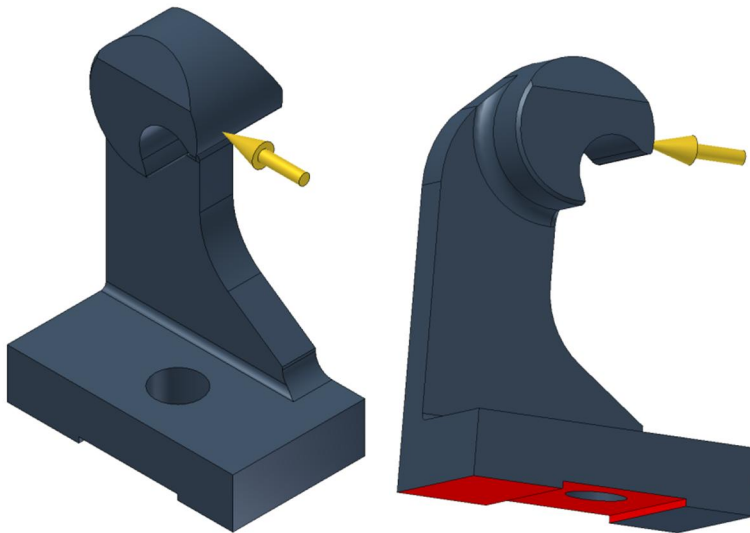


Abb. 45: Definierter Angriffspunkt der Biegekraft auf die Matrize und primäre Auflagepunkte der Matrize

Bei der Berechnung der Biegematrize mit FEM wurden folgende Ergebnisse festgehalten:

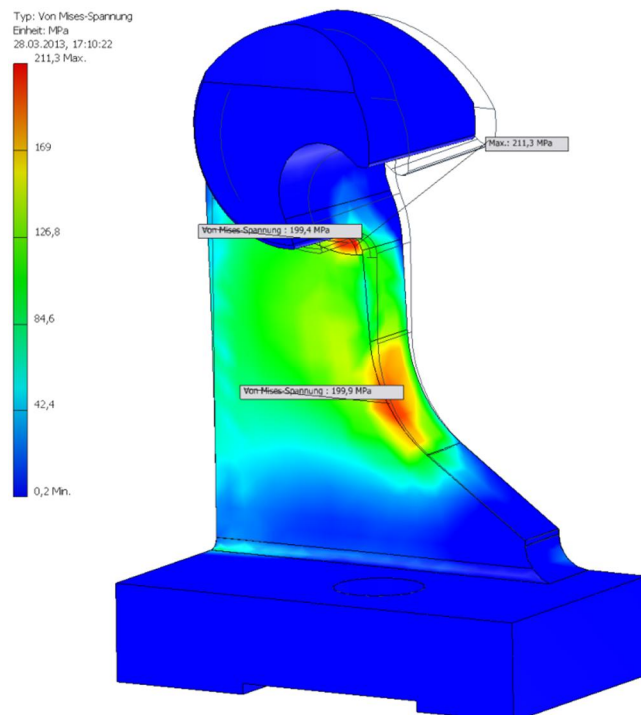


Abb. 46: Von Mises Spannung der Biegematrize

Die Spannung an der Biegematrize erreicht im Maximalpunkt eine Spannung von 211N/mm². Dabei wird eine maximale Verformung von 0,23mm erreicht.

Um die FEM Berechnung zu überprüfen, wird eine Gegenrechnung gemacht.

Dazu wird die Matrize an folgender Stelle geschnitten:

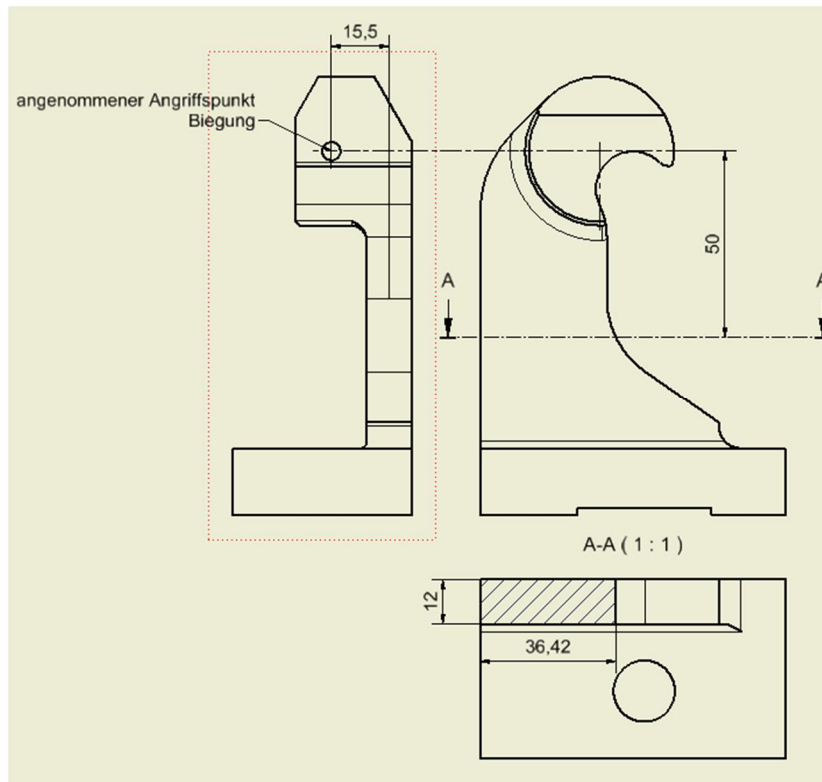


Abb. 47: Schnitt für Festigkeitsberechnung

In diesem Punkt wird die Biegespannung ermittelt:

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W} = \frac{5490N * 50mm}{2592mm^3} \leq 106 \frac{N}{mm^2}$$

$$W = \frac{b * h^2}{6} = \frac{12mm * 36mm^2}{6} = 2592mm^3$$

Daraufhin wird die maximale Schubspannung berechnet:

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{3}{2}A} = \frac{5490N}{\frac{3}{2} * 36mm * 12mm} \leq 8,5 \frac{N}{mm^2}$$

Um die Vergleichsspannung berechnen zu können, muss weiter die auftretende Torsionsspannung berechnet werden:

$$\tau_T = \frac{M_t}{W_p} = \frac{5490\text{N} * 15,5\text{mm}}{1379,3\text{mm}^3} \leq 62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Berechnung des polaren Widerstandsmoments eines Rechtecks:

$$W_p = c_1 * h * b^3 = 0,263 * 36,42\text{mm} * 12\text{mm}^2 = 1379,3\text{mm}^3$$

$c_1 \dots$ Faktor für ein Seitenverhältnis von $\frac{h}{b} \approx 3$

Daraus wird die Vergleichsspannung berechnet:

$$\sigma_V \leq \sqrt{\sigma_B^2 + 3(\tau_S + \tau_T)^2} \leq \sqrt{(106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})^2 + 3(8,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})^2} \leq 162 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zum Erhalt der maximalen Spannung wurde die Torsions- sowie die Schubspannung addiert.

Das Ergebnis der Überprüfung ergibt, dass die effektiv auftretende maximale Spannung im Bauteil kleiner ist, als jene, die durch die vorhergehende FEM Berechnung erhaltene Spannung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das vom Berechnungsprogramm vorgeschlagene Netz in diesem Bereich zu fein gewählt worden sind. Für die Auslegung des Materials wird der schlechtere Fall gewählt. Somit liegt man auf der sicheren Seite.

Die Oberfläche der Biegematrize muss härtebehandelt werden, um der ständigen Belastung und dem entstehenden Abrieb, welcher durch das Biegen entsteht, standhalten kann. Daher wird als Werkstoff ein Einsatz- und Wälzlagerstahl verwendet.

Dieser 18CrNiMo7-6 wird normalerweise für Zahnräder und Getriebeteile eingesetzt, welche höchste Belastungen aufnehmen können. Im unbehandelten Zustand erreicht dieser eine durchmesserabhängige Streckgrenze von bis zu 835N/mm².

Die Biegematrize wird für ihren Einsatzzweck einsatzgehärtet. Bei einer Härte von 54-56 HRC und einer Einhärtetiefe von ca. 1mm ist die Matrize zwar verschleißfest aber der Kern bleibt zäh, um die Biegespannungen bestmöglich aufnehmen zu können.



Abb. 48: Biegematrize bereit für die Montage auf der Trägerleiste

5.9 Lagerung und Verbindung der Antriebswellen

Auf die Welle wirken bei maximaler Belastung bis zu 95 kN. Diese werden auf der ganzen Länge verteilt über die Antriebskurbeln auf die Welle übertragen. Verformungen der Welle sind absolut zu unterbinden um ein möglichst ideales Biegeergebnis zu erreichen. Daher werden an jeder Kurbel Flanschlager angebracht, welche die Kraft an den Grundrahmen weitergeben. Die Getriebe nehmen hier eine zusätzliche Rolle als Lager ein und stützen die Welle an deren Enden. Die Getriebe sind so an den zugänglichsten und gleichzeitig an den platzsparendsten Positionen.

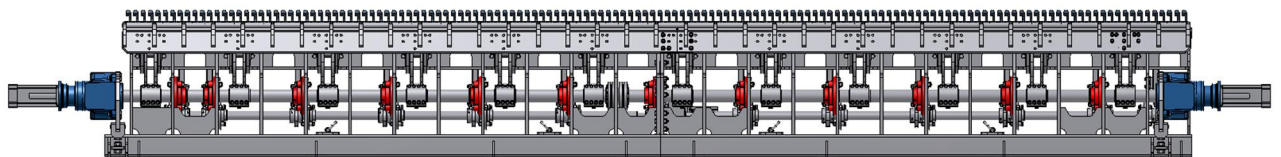


Abb. 49: Lagerstellen der Welle (rot) und die Getriebe an den äußeren Positionen (blau)

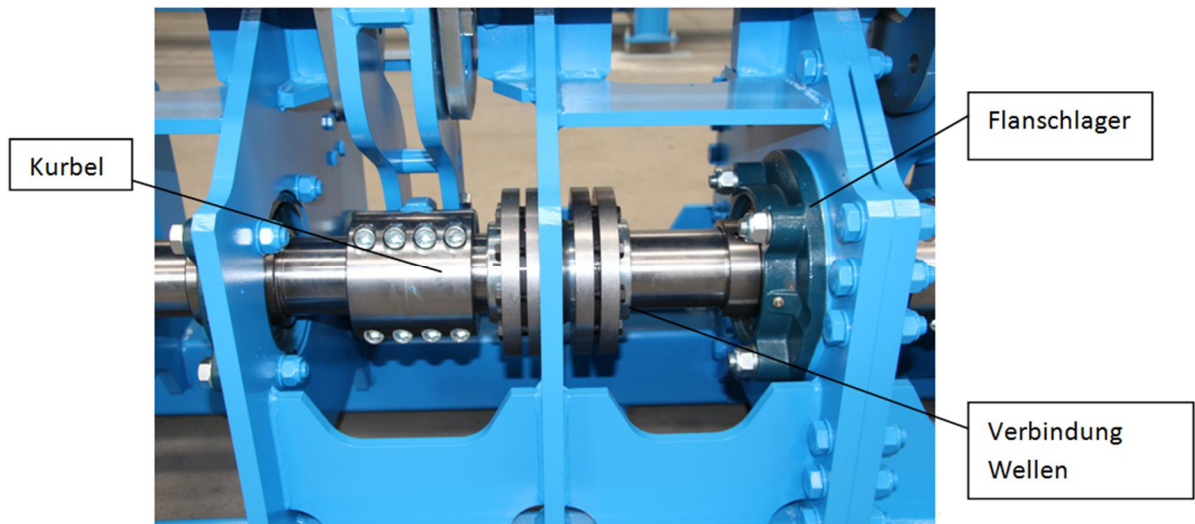


Abb. 50: Kurbel, Verbindung der Antriebswellen und Lagerung der Antriebswelle

In Abbildung 45 wird die Verbindung der beiden Antriebswellen dargestellt. Um keine Fräsarbeiten an den Wellen für eventuelle Passfedern durchführen zu müssen, wird auf das Verbauen von Schrumpfscheiben gesetzt. Dabei wird ein Ring über beide Enden geschoben, der von zwei Schrumpfscheiben auf die Welle „gepresst“ wird. Dadurch hat man eine leicht zu lösende Verbindung, welche hohe Drehmomente übertragen kann.

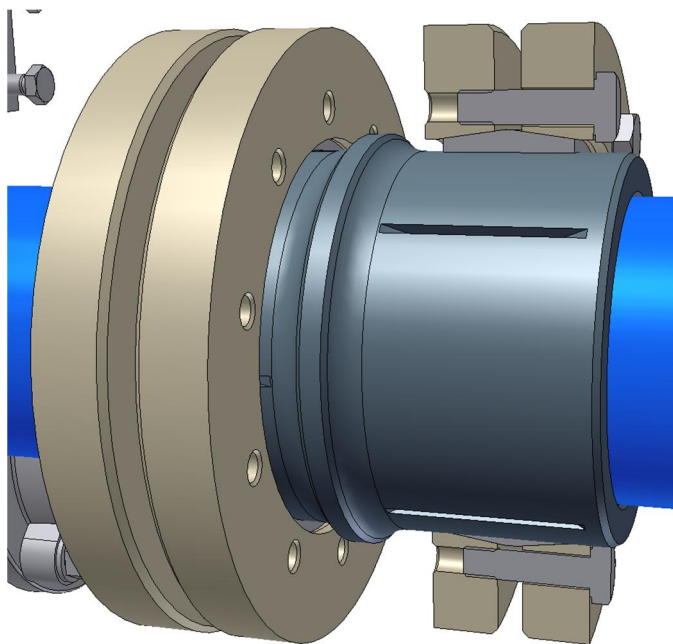


Abb. 51: Schnitt Schrumpfscheibe mit geschlitztem Klemmring

5.10 Umlenkhebel des Biegebalkens

Auf dem Umlenkhebel lastet gleich der Antriebswelle eine hohe Belastung. Durch die am Anfang durchgeführte Simulation konnten die maximalen Lasten, welche auf den Bolzen liegen, definiert werden. Dabei wurde festgestellt, dass auf die gesamten Umlenkhebeln eine Lagerkraft von 134,3kN lastet. Daher fällt auf eine Platte des Umlenkhebels theoretisch eine Kraft von $134,3\text{kN} / 24 = 5,6\text{kN}$ an.

Aus konstruktiven Gründen ist es nicht möglich, den Umlenkhebel als gerade Zugstange auszuführen. Durch den Standort des Umlenkpunktes muss der Hebel eine U-Form haben, um nicht frühzeitig mit dem die Biegematrizen tragenden Rahmen zu kollidieren.

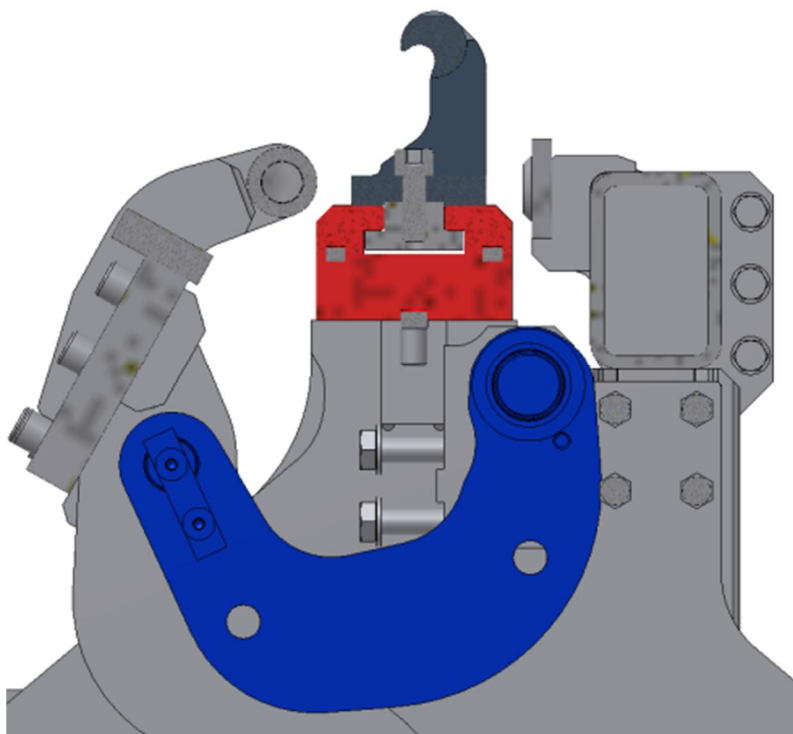


Abb. 52: Umlenkhebel (blau) und Störkontur (rot)

Auch hier muss mit Hilfe einer FEM Analyse festgestellt werden, welchen Querschnitt die Außenplatten des Umlenkhebels aufweisen müssen. Dabei wird die Platte mit der doppelten Kraft belastet, um der ungleichen Lastverteilung in der Realität Rechnung zu tragen. Es wird also mit einer radialen Last von 11,2kN gerechnet.

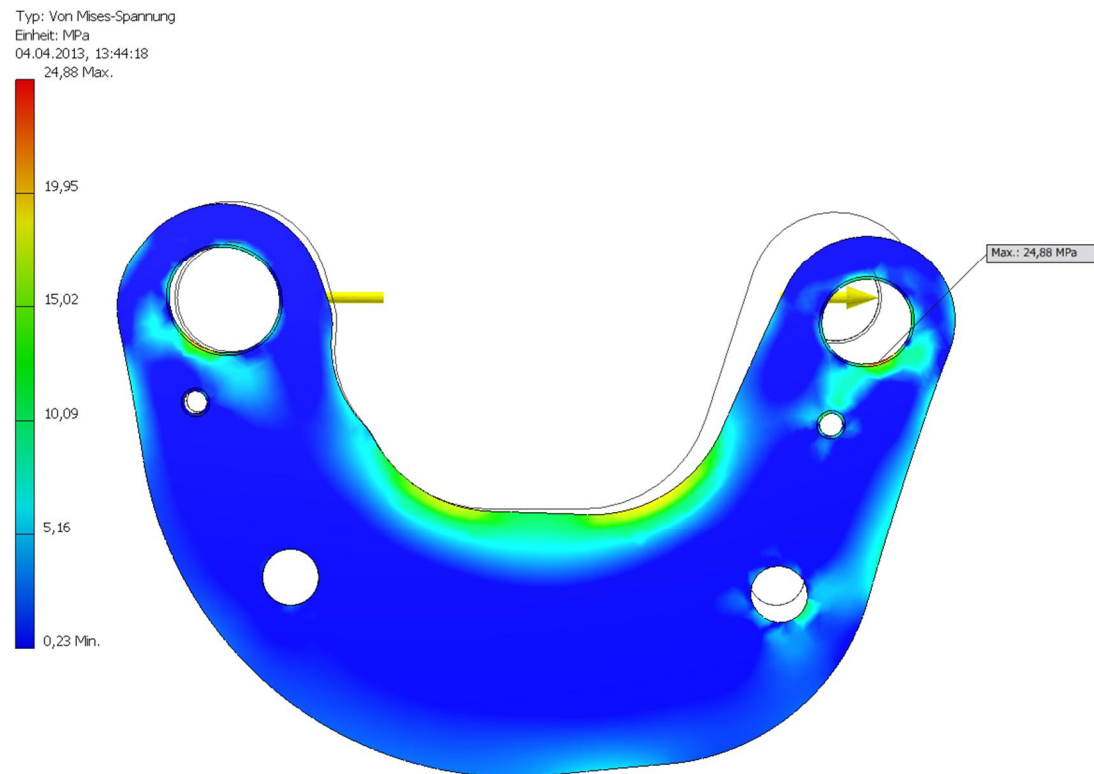


Abb. 53: FEM Darstellung der Umlenkhebelplatte

Bei der Berechnung des Bauteils wird festgestellt, dass zwar die gesamte Belastung der Umlenkhebel relativ hoch ist. Durch die großzügige Verteilung der Kräfte auf insgesamt 12 Umlenkhebeln mit je zwei Seitenplatten sind die Kräfte jedoch unbedenklich. Auch die Verformung kann vernachlässigt werden. Diese beträgt nur etwa 0,05mm.

Nach der Berechnung kann der Umlenkhebel auskonstruiert werden. Da der Umlenkhebel nur einen geringen Bewegungswinkel durchläuft, werden Gleitlager verbaut. Diese können sehr hohe Kräfte aufnehmen und sind unempfindlich und wartungsarm.

5.11 Entwicklung und Konstruktion des Gegenhalter

Der Gegenhalter ist der nächste essentielle Teil der Biegemaschine. Er hält das Eisen „fest“ während es gebogen wird. Dabei muss absolute Geradheit und Parallelität gegenüber den Biegenocken und des Biegebolzens gewährleistet sein. Der Gegenhalter wird möglichst nah an die Biegenocken gebaut, um möglichst kleine Biegeschenkel zu erhalten. Er wird so platziert, dass von der Mitte der Biegematrize ein Abstand von 60mm zum Gegenhalter vorhanden sind.

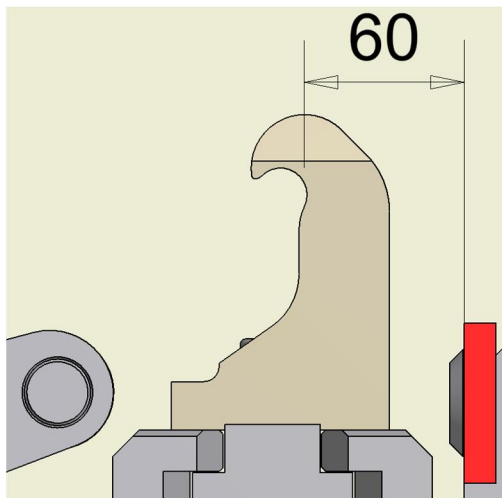


Abb. 54: Abstand Biegematrize bis zum Gegenhalter

Dabei entstehen beträchtliche Kräfte, welche es aufzufangen gilt. Von einer maximalen Belastung ausgehend, lastet auf dem Gegenhalter eine Kraft von

$$F = \frac{M}{r} = \frac{4.700Nm}{0,06m} \approx 78.300N$$

Diese Kraft muss auf der halben Länge des Gegenhalters aufgenommen werden können, da die Eisen der Matte nicht über die ganze Länge verteilt sein müssen.

Ein weiteres Problem, welches es zu lösen gilt, ist die Abweichung welche durch die unterschiedlichen Drahtdurchmesser entsteht. Zwischen dem kleinsten ($d=6\text{mm}$) und dem größten Drahtdurchmesser ($d=16\text{mm}$) liegen 10mm. Da nur eine Biegematrize für alle Durchmesser eingesetzt wird, muss der Biegebolzen dementsprechend einstellbar sein, damit das Eisen immer waagrecht eingeklemmt ist. Nur so sind Winkelabweichungen und eine übermäßige Blindbiegung vermeidbar.

Da die Biegemaschine automatisch arbeitet, muss die Verstellung über einen Motor erfolgen.

Gleichzeitig soll darauf geachtet werden, dass keine übermäßig großen Antriebe und Bauteile verbaut werden, da diese nur die Kosten in die Höhe treiben.

Nach dem Abwägen einiger Lösungsvorschläge wird auf das Prinzip der Kurvenscheibe oder Nocke gesetzt. Mit dieser Lösung kann jede gewünschte Position exakt angefahren werden.

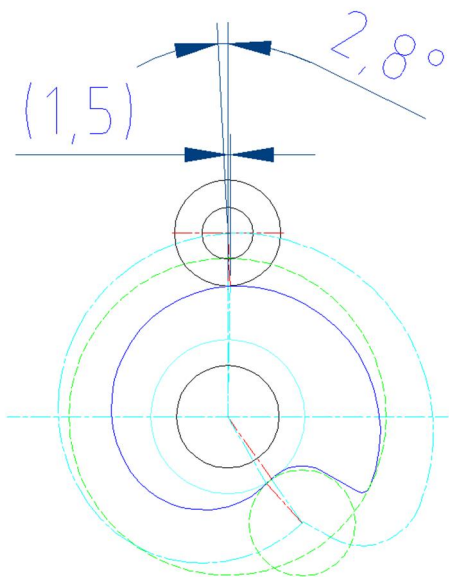


Abb. 55: Skizze der Kurvenscheibe mit resultierender Exzentrizität

Wie in Abbildung 49 zu sehen, wurde bei der Gestaltung der Außenkurve explizit darauf geachtet, dass die Exzentrizität auf einem Minimum gehalten wird. Bei maximal 1,5mm Exzentrizität lasten so gut wie keine

Drehmomente auf den Antriebsstrang. Dadurch kann die Antriebswelle und der Antriebsmotor auf einem Minimum gehalten werden.

Bei der Entwicklung der Kurvenscheibe sollte weiter eine möglichst lineare Steigung vorgesehen werden, damit die anzufahrende Höhe einfach über den Drehwinkel berechnet werden kann. Andernfalls hätten die verschiedenen Höhen eingeteacht werden müssen, wodurch man viel mehr an den zu verarbeitenden Drahtdurchmesser gebunden ist.

Für eine möglichst einfache Montage der Kurvenscheibe wird diese in zwei Hälften geteilt und auf die Welle geklemmt. Dadurch kann sie auch stufenlos ausgerichtet werden, wodurch Fertigungsfehler am Grundrahmen oder am Gegenhalter selbst einfach ausgeglichen werden können.

Über eine gelagerte Rolle wird der Gegenhalter angehoben. Beim Absenken wird der Gegenhalter durch die Schwerkraft nach unten bewegt. Dabei wird der Gegenhalter von Staplerrollen in dazugehörigen Führungen gehalten.



Abb. 56: Kurvenscheibe mit Rolle zum Heben des Gegenhalters

Um die durch das Biegen entstehenden Lasten aufnehmen zu können und einen sich auch unter Höchstbelastung nicht verformenden Gegenhalter zu erhalten, wird der Gegenhalter auf einer Arbeitslänge von 7m zwölfmal über eine Kurvenscheibe gestützt. Wie bereits bei der Antriebswelle werden auch hier die Lagerungen möglichst nah am

Einleitungspunkt der Kraft angebracht. Dadurch wird ein Verformen der Antriebswelle vorgebeugt.

Da die Welle kaum Drehmoment aufnehmen muss und zum größten Teil auf Biegung beansprucht wird, wird eine Welle mit einem Durchmesser von 60mm eingebaut. Diese ist für die auftretenden Belastungen absolut ausreichend.

Als Antrieb wird ein Flachgetriebeservomotor der Firma Stöber eingesetzt. Durch das Flachgetriebe werden die Kosten für das Getriebe möglichst klein gehalten. Da der Motor über einen Multiturn-Geber verfügt, kann jederzeit, auch nach einem Stromausfall die Position des Gegenhalters bestimmt werden.

Da der Gegenhalter exakte Positionen anfahren muss, wird der Servomotor über einen Umrichter betrieben. In Kombination mit dem Geber des Motors können so exakt und schnell jegliche Positionen angefahren werden.

5.12 Konstruktion des Biegebalkens

Wie die restlichen Großteile der Maschine soll der Biegebalken aus mehreren Teilen bestehen, welche nach dem Schweißen nachbearbeitet werden können um kleine Form- und Lagetoleranzen einhalten zu können.

Dabei ist der Biegebalken grundsätzlich in zwei Bereiche einzuteilen:

- Die Arme, welche den Balken mit den Antriebskurbeln und den Umlenkungen zusammenhalten.
- Der eigentliche Biegebalken mit den montierten Biegerollen, welche am Eisen anliegen.

5.12.1 Erstellung der Biegearme

Die Arme werden als Schweißteil erstellt. Dabei werden zwei Seitenplatten, welche mit Laser geschnitten werden, mit der Flanschplatte für den Biegebalken verschweißt. Als weitere Verbindung wird ein Stück Rundstahl eingesetzt. Bei Verschweißen muss darauf geachtet werden, dass die Platten parallel und fluchtend angeordnet sind. Grundsätzlich gelten hier die üblichen Form- und Lagetoleranzen, welche für geschweißte Bauteile üblich sind. Dadurch werden die Kosten niedrig gehalten.

Damit Lager und Bolzen exakt im Arm sitzen, werden die Arme auf der Fräse nachbearbeitet. Dadurch werden exakt fluchtende Sitze gewährleistet.

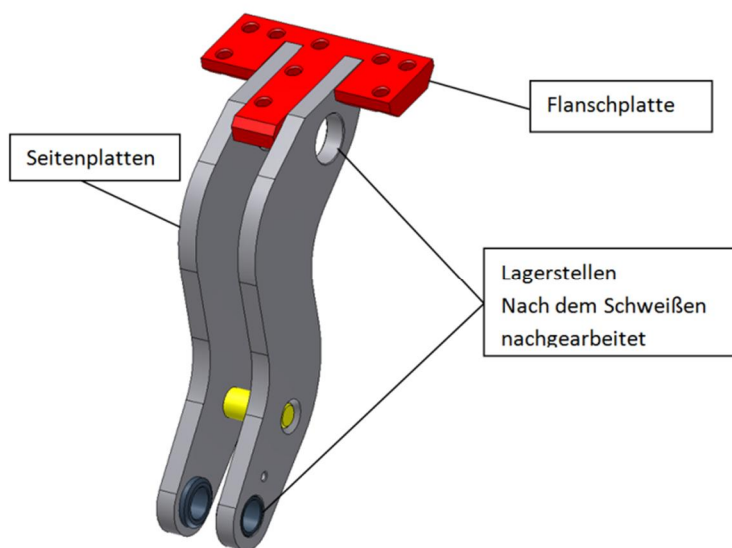


Abb. 57: Die „Biegearme“, welche an den eigentlichen Biegebalken geschraubt werden.

5.12.2 Erstellung des Biegebalkens

Der Biegebalken selbst muss so konstruiert werden, dass im Fall des Auftraggebers ein Biegewinkel von 135° erreicht werden kann. Daher muss hier absolut darauf geachtet werden, dass es zu keinen Kollisionen mit den zu biegenden Eisen und den Biegematrizen kommen kann.

Bei späteren Kunden, welche Biegungen bis 180° durchführen wollen, werden diese Arme etwas umgestaltet, damit die geforderten Biegeformen ohne weiteres erreicht werden können.

Damit der Biegebalken möglichst stabil aber trotzdem einfach zu fertigen ist, dient als Grundlage ein Flachstahl, der mit Bohrungen zur Befestigung der Arme ausgestattet ist.

Auf diesem Flachstahl werden die Halter der Biegerollen angeschweißt. Diese Halter werden alle 200mm auf dem Flachstahl angebracht. Zwischen den Haltern sollen sich anschließend die einzelnen Biegerollen drehen können.

Konstruktionsbedingt kommt es hier zu einem nicht unerheblichen Problem: Durch das Verschweißen der Halter mit dem Flachstahl verkürzt sich der Flachstahl vor allem auf der verschweißten Seite. Die Folge: Der Biegebalken verformt sich zu einer Banane und wird auf der Gesamtlänge zu kurz.

Daher sind hierfür fundierte Kenntnisse über das Verhalten von Stählen beim Schweißprozess von Nöten. Um zu wissen, wie viel sich der Flachstahl verkürzt, wird ein „Testbalken“ geschweißt, welcher sich nach dem Schweißen um sieben Millimetern zusammengezogen hat.

In diesen Vorgang wird der spätere Lieferant der Biegemaschine mit einbezogen. Er erstellt diesen Testbalken und gibt uns die nötige Erfahrung für die Erstellung dieser Bauteile zurück.

Diese Erkenntnis wird in die eigentliche Fertigung eingebracht. Der Flachstahl wird um sieben Millimeter länger abgeschnitten. Diese zusätzliche Länge wird auf die Halter aufgeteilt, um nach dem Schweißprozess die richtige Solllänge vorzufinden. Konstruktiv werden auch „Abstandhalter“ zwischen den Haltern eingeschweißt, welche das Raster vorgeben und zu enge Abstände vermeiden.

Um der Bananenform entgegenzuwirken, wird nur so viel geschweißt, wie absolut notwendig ist. Auch wird nach dem Schweißen Wärme mit dem Acetylenbrenner auf der Gegenseite eingebracht, um der Verformung entgegenzuwirken.

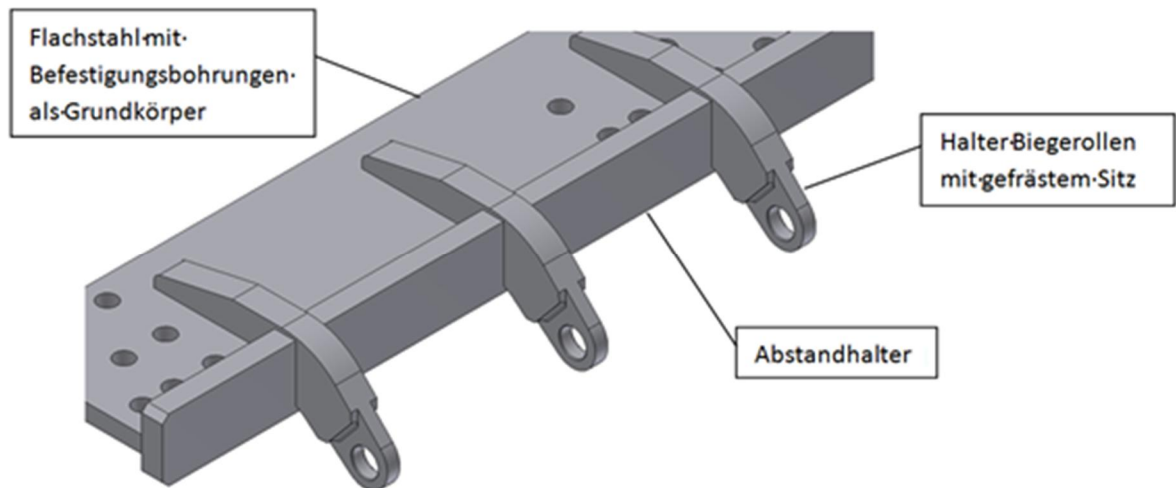


Abb. 58: Schweißbaugruppe des Biegebalkens

Nach dem Schweißen werden die beiden Biegebalkenhälften nachbearbeitet. In den aufgeschweißten Haltern werden die Wellensitze nachgearbeitet.

Dadurch erhält man einen äußerst geraden Biegebalken, mit dem konstante und vor allem genaue Biegeergebnisse garantiert sind. Als Biegerollen wird ein Rundrohr mit eingesetzten Gleitlagern verwendet, welche auf einer durchgehenden Welle sitzen.

Dadurch können die Rollen hohe Kräfte aufnehmen und lassen sich verhältnismäßig leicht drehen, um ein Abrollen auf dem Biegebalken zu ermöglichen.

6. Zusammenbau der einzelnen Teile

6.1 Allgemeine Hinweise für die Montage

Damit die Maschine möglichst betriebsbereit vom Zulieferer zur Inbetriebnahme angeliefert werden kann, müssen dem Zulieferer zuerst allgemeine Richtlinien für die Montage und dann spezielle Anweisungen für die mechanischen Einstellungen der Maschine vorgegeben werden.

So müssen zum Beispiel für den Zusammenbau alle Klemmverbindungen gesäubert und entfettet werden. Dies ist vor allem bei den Kurbeln zum Antrieb des Biegebalkens, als auch bei der Klemmverbindung der beiden Antriebswellenhälften und der Montage der Exzenter scheiben, die für den Hub des Gegenhalters verantwortlich sind, von enormer Wichtigkeit. Hier wird im Vorfeld bereits davon ausgegangen, dass die auf den Zeichnungen angegebenen Toleranzen und Passungen, sowie die Oberflächenrauwerte eingehalten worden sind. Nur so kann gewährleistet werden, dass die durch den Biegevorgang entstehenden Kräfte auch übertragen werden können.

Auf diese Punkte wird großes Augenmerk gelegt, da in der Vergangenheit bei den oben genannten Punkten immer wieder nachlässig gearbeitet worden ist, was Probleme verursacht hat.

Ein weiterer allgemeiner Punkt ist die Notwendigkeit von geklebten Schraubenverbindungen, da es sich an der ganzen Maschine um kurze Schraubenverbindungen handelt. Durch diese Schraubensicherung wird verhindert, dass wichtige Verbindungen sich einfach lösen können und zu Fehlfunktionen der Maschine führen können.

6.2 Spezifische Einstellungen der Biegemaschine

Für das Einstellen der Biegemaschine werden dem Zulieferer eigene Zeichnungen zur Verfügung gestellt. Aus diesen geht hervor, wie der Biegebalken und der Gegenhalter zu den Biegenocken eingestellt werden müssen.

Bevor der Biegebalken eingestellt werden kann, müssen jedoch die Antriebswellen des Biegebalkens und des Gegenhalters exakt parallel in x-, und y-Achse mit der Biegenockenleiste eingestellt sein. Ansonsten würde sich vor allem der Biegebalken über den Biegebereich hin verwinden und ungenügende Ergebnisse liefern. Um die Wellen exakt ausrichten zu können, wurde eine Lehre gefertigt mit der der Abstand zu den Wellen gemessen werden kann:

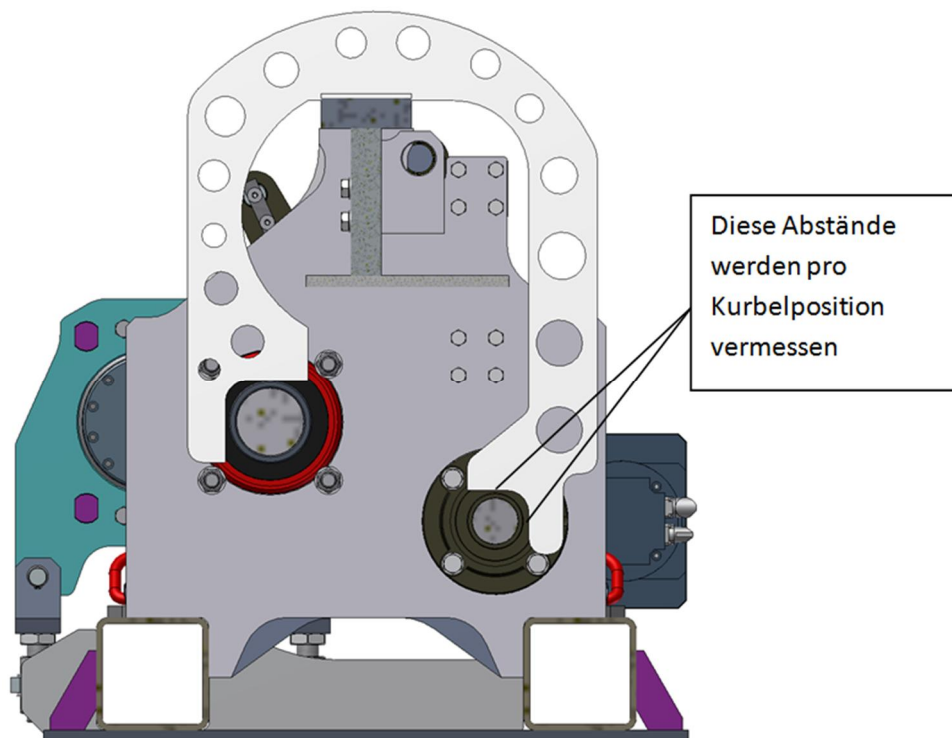


Abb. 59: Lehre zur Einrichtung der Wellen

Pro Kurbelposition des Biegebalkens wird eine solche Lehre vor der Montage der Biegenockenleiste auf den Grundrahmen geschraubt und die Wellen ausgerichtet.

Bei der Einstellung des Biegebalkens und des Gegenhalters muss genau wie bei der Antriebswelle auf eine exakte Parallelität mit den Biegematrizen geachtet werden. Besonders beim Biegebalken, der über den gesamten Biegebereich exakte Ergebnisse liefern muss, ist eine saubere Einstellung entscheidend.

Hierbei wird auf zwei Biegepositionen Wert gelegt:

- Die Position des Biegebalkens bei einer Eisenbiegung von 45° .
- Die Position des Biegebalkens bei einer Eisenbiegung von 90° .

Da sich die meisten Biegungen , welche auf dieser Maschine gefertigt werden, in einem Bereich von 0° - 90° bewegen, werden diese beiden Positionen überprüft, bzw. der Biegebalken anhand dieser beiden Positionen eingestellt. Auch hier wird das Hauptaugenmerk auf die Parallelität des Biegebalkens und des Gegenhalters in x-, und y- Richtung gelegt.

Das Einstellen des Gegenhalters und des Biegebalkens ist relativ simpel. Dieser kann mit normalen Messgeräten wie Messsschieber und Zollstock auf die Biegenockenleiste eingestellt werden.

7. Endprodukt

Das Endprodukt ist ein kompaktes Gerät, welches auf unkomplizierter Weise beim Kunden aufgebaut werden und in Betrieb gesetzt werden kann. Gemeinsam mit dem Transportsystem, welches die Matten während des Biegevorgangs handelt, können bereits bestehende Anlagen nachgerüstet und damit entscheidend modernisiert werden.



Abb. 60: Beide Biegemaschinen zusammen mit Transportsystem Biegen

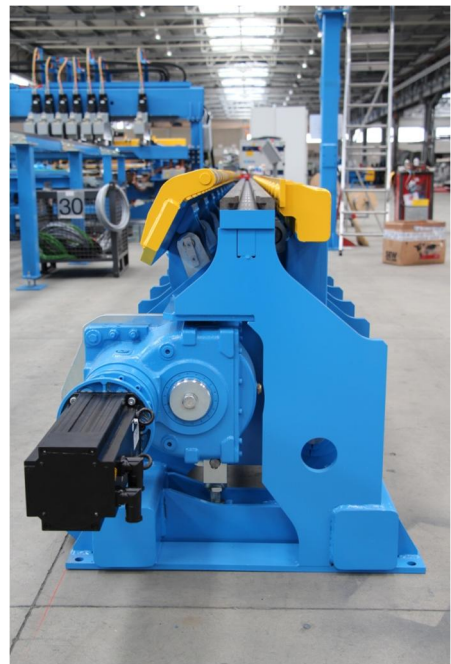


Abb. 61: Die Biegemaschine in frontaler Ansicht

8. Zusammenfassung

Immer schnellere und automatisierte Vorgänge in der Herstellung von Betonbauteilen erfordern es, neue Produktionsmethoden von Bewehrungen einzuführen, um zeit- und kostensparend die geforderten Produkte herstellen zu können.

Die Aufgabe der Diplomarbeit war es einen Teil einer vollautomatischen Anlage zur Fertigung von Bewehrungsmatten, Bügelmatten und Körben nach Zeichnung zu entwickeln und zu konstruieren.

Dazu wurden zuerst Grundlagen der Bewehrungstechnik, des zu verarbeitenden Werkstoffs, des Baustahls und dessen Weiterverarbeitung zu Bewehrungsmatten, erarbeitet. Desweiteren wurde das Verständnis für die Anlage erlangt, in die das Biegegerät eingebunden werden sollte.

Um zu wissen, welche Kräfte aufgebracht werden müssen, um Matten mit maximaler Bewehrung biegen zu können, wurde ein Testaufbau vorgenommen, mit dessen Hilfe das benötigte Drehmoment zum Biegen eines Eisens herausgefunden wurde.

Dieses erarbeitete Wissen, gemeinsam mit dem erstellten Lastenheft des Auftrags und der in der Firma gesetzten Ziele, wurde in das Erarbeiten einer geeigneten Kinematik gesteckt. Dabei wurden auch Erfahrungen aus zuvor ausgearbeiteten Projekten eingebunden.

Mit dem erarbeiteten Bewegungsapparat konnten die Belastungen und erforderlichen Drehmomente zur Auslegung von Lagerungen, Bauteilen und Antriebe errechnet werden.

Nach diesen Berechnungen konnte mit der Konstruktion der einzelnen Bauteile begonnen werden. Es wurde gezielt auf die Haltbarkeit und der Fertigungsgenauigkeit der Schlüsselbauteile wie zum Beispiel den Biegebalken und den Grundrahmen hingearbeitet, da mit diesen die Qualität der Endprodukte, den gebogenen Matten, steht oder fällt. Dabei wurde auch immer darauf geachtet, dass die Teile vom Lieferanten, mit dem die Maschine verwirklicht wird, gefertigt werden kann und dieser

nichts outsourcen muss. Dadurch kann eine weitere Fehlerquelle effektiv vermieden werden.

Dazu wurden dem Lieferanten zusätzlich noch genaue Montageanweisungen gegeben, damit die Maschine bereits im zur Inbetriebnahme fertigen Zustand angeliefert werden kann.

Anlage 1 – Angebot M-System mit Biegen an Augustinus BV in
Original sprache (Niederländisch)

Augustinus BV

t.a.v. dhr. Augustinus

Bonegraafseweg 4b

NL-4051 CH OCHTEN

Brixen, 04.Mei 2011

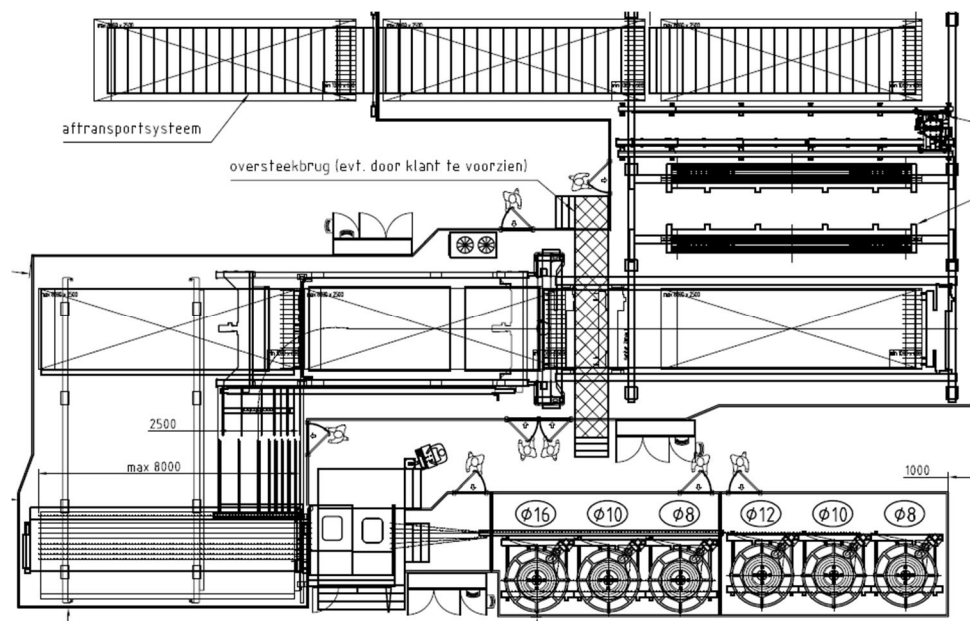
Concept basis OFFERTE NR : 2012/ 0088

Geachte,

Bij deze nogmaals ons dank voor de zeer vriendelijke ontvangst in Ochten.

Als besproken volgt onderstaand, n.a.v. de laatste gesprekken het aangepaste voorstel voor een volledig automatisch productieconcept van vlakke en gebogen korfnetten met een mogelijk logistiek concept.

M-system Evolution 2,5, x 8,0 m met buigstelsel



LEVEROMVANG:

Pos. 01: 6 stuks. elektrisch aangedreven en geremde afrollers mod. „RMF 3000 frequentiegestuurd“,

voor gespoelde rollen tot 85 cm hoogte en tot max. 3.000 kg coilgewicht, inclusief draadgeleidingen.



In het menupunt "coilgegevens" van het programma, worden basisgegevens zoals draaddiameter, gewicht, buiten- binnendiameter enz. van de gebruikte coils ingevoerd en weergegeven. Het programma berekent hieruit de afspoelsnelheid van de afzonderlijke haspel synchroon aan de doorvoersnelheid.

Voor elke afroller is er een draadeindcontrole voorzien die als de coil leeg raakt een melding "coil leeg" aan de besturing meldt.

De haspels zijn in twee blokken van 3 gegroepeerd. Veiligheidstechnisch is het hierdoor ook mogelijk een coil te vervangen bij lopende productie indien op de tweede haspelgroep dezelfde coildiameter nog materiaal heeft. Machinestilstand vanwege coilwissel wordt hierdoor tot een minimum beperkt.

Pos. 02: 1 stuks multirotor- draadricht-knipinstallatie **"Mod. MMR 16/2X3 met 6 productielijnen**

Bestaand uit:

a) Richtunit met rotor-richttechniek:

De unit bestaat uit 6 stuks roterende d.m.v. elektromotoren aangedreven richtrotoren waarin telkens 5 stuks richtbussen exact volgens draaddiameter ingesteld zijn.



De machine kan in parallelproductie 2 draden gelijktijdig produceren.



De ingezette *progress* rotor-richttechniek is gebaseerd op eigen doorvoerunits voor elke productielijn voor het transport van de staven

De gering verstelde richtbussen voor de betreffende draaddiameter en de synchroon aan de doorvoersnelheid afgestemde roteersnelheid van de rotoren, garanderen een bijzonder fijne verwerking van de draad. Dit resulteert in zeer geringe machineslijtage en een constante richtkwaliteit. De richtbussen kunnen gedraaid worden en zijn daardoor meervoudig bruikbaar en onderhoudsvrij (geen bewegende delen). Het omstellen van de draaddiameter geschiedt volautomatisch door het afroepen van de betreffende gekozen draadsoort zonder omsteltijd.

b) Doorvoerunit:

De doorvoer geschiedt met behulp van 6 stuks doorvoerunits met elk 2 doorvoerrollenpaaren (transportrollen) die elektromechanisch worden aangedreven. De toegepaste motoren maken een traploze programmering van de doorvoersnelheid mogelijk.

c) Afkortmechanisme:

uitvoering elektromechanisch. Elke productielijn heeft de beschikking over een eigen afkortmes en over een eigen elektronisch meetsysteem om de knipactie te starten. Elk knipmes is meervoudig herbruikbaar.

d) Geluidsreducering:

De installatie is met het oog op het gebied van geluidsreducering met de nieuwste technische kennis uitgevoerd.

| |
|--|
| Technische gegevens mod. MMR 16/2X4 met 8 productielijnen |
|--|

| | |
|--------------------------------------|---|
| - Verwerking van betonstaal op coils | warmgewalst & koudgetrokken |
| - Draaddiameterbereik | 6 mm ÷ 16 mm |
| - Staalkwaliteit | Tot Typ 550N/mm ² |
| - Richtsysteem | MULTIROTOR-richttechniek met 6 stuks rotoren |
| - Doorvoersnelheid per lijn max. | 140 m/min. |
| - Parallelproductie twee lijnen max. | 280 m/min. |
| - Productiecapaciteit | naar gelang diameter |
| - afkortsysteem | elektromechanisch |
| - Staaf lengte | - min. 500 mm - max. 8.000 mm |
| - Lengtemeting | elektronisch |
| - Lengtetolerantie | +/- 3 mm op 6m referentielengte |
| - Draaddiameterwissel | automatisch (zonder omsteltijd) |
| - Aandrijftechniek | Electro-Servoaandrijvingen (geen hydraulica) |
| - Totale aansluitwaarde | ca. 50 KW |

Pos. 02a: inklusief staalpodium en trappen uit staal voor plating en toegang tot de machineromp

Pos. 03: 1 stuks draaduitloopbalk "6 lijnen"

bestaand uit 6 stuks draaduitloopgoten, pneumatisch werkende draaduitworp-eenheden over de volledige lengte van de draaduitloopbalk en geleidingen voor de exacte overdracht van het geknipte materiaal. Een wissel verdeelt de dwars- en langsstaven in de juiste volgorde in de betreffende tussenbuffers. Max. kniplengte 8.000mm



Pos. 04: 1 stuks Dwarsstaven tussenbuffer.

De dwarsstaven komen na het afkorten in een tussenbuffer alwaar deze voor verdere verwerking klaargelegd worden. De tussenbuffer zorgt er voor dat de richtmachine onafhankelijk van de navolgende processen constant kan blijven produceren.



Pos. 05: 1 stuks dwarsstaven-transportstelsel 90°

De dwarsstaven komen vanuit de dwarsstaven-tussenbuffer in een transportsysteem dat de staven 90° draait en aan een andere buffer voor de lasrobot afgeeft (continu proces). een aaneensluitende en continue toevoer van dwarsstaven aan de lasrobot is zo gegarandeerd.



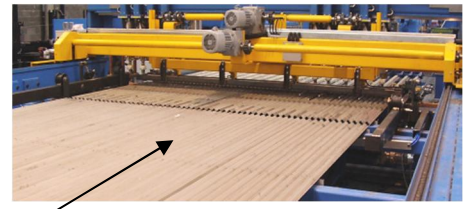
Pos. 06: 1 stuks overdrachtsysteem dwarsstaven aan de lasrobot

Het dwarsstaven-transportsysteem voert continu dwarsstaven van de buffer onder de richtmachine naar de bufferunit voor(onder) de lasmachine. Hier worden de benodigde aantallen en dwarsstaven afgeleverd zodat het lasproces continu doorgang kan vinden.

Pos. 07: 1 stuks positioneerunit dwarsstaven.

Pos. 08: 1 stuks Transportsysteem langsstavenwagen

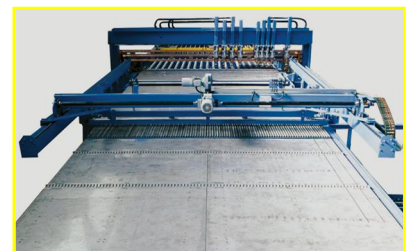
Een programmagestuurde langsstavenwagen met V-uitsparingen in lengterichting met 25 mm rasterafstand. De langsstavenwagen takt onder de draaduitloop door en neemt de langsstaven conform de latere positie in het net over.



De langsstaaftwagen rijdt terug in de uitgangspositie en stelt zo de langsstaven voor de overname door de magnetische invoerunit gereed. De langsstavenwagen heeft de afmeting van het grootste te produceren wapeningsnet.

Pos. 09: 1 stuks langsstaven invoerunit

Een met magneten uitgeruste, lineair verrijdbare langsstaven invoerunit neemt de volledige inhoud staven voor een wapeningsnet uit de langsstavenwagen en voert deze in de lasrobot. Zodra de eerste dwarsstaaf gelast is, rijdt de unit in de uitgangspositie terug en staat weer direct gereed voor de volgende cyclus



Pos. 10: 1 Stuks elektrische uitrusting en besturing

Bestaand uit:

- een hoofdzekerings- en besturingskast, een besturings- en programmeerpaneel, schakelelementen, druktoetsen, controlelampen voor de

bewaking van de functies, alsook voor instelling van de afzonderlijke machinefuncties (start-stop, automatic, handbediening);

- een besturing die logische opgaven kan oplossen en open is voor de communicatie met aanvullende onderdelen als floppydisks, printer etc.. Voor deze opgaven wordt een moderne industriedeugdelijke PC ingezet.
- Alfanumeriek toetsenbord voor de invoer van gegevens.

Bedrijfssysteem Windows.

De gegevens worden met kleurenbeeldscherm weergegeven.

Verder omvat de levering:

- programma voor storingsdiagnose
- onderhoudsprogramma



Pos. 11: 1 stuks *progress* weerstands puntlasautomaat SWR 3x3 “rastervrij” met lastransformatoren voor de uitvoering van kruislassen.



De *progress* weerstands-puntlasautomaat bestaat uit een als portaal uitgevoerde lasrobot met 9 stuks op lineairgeleidingen gemonteerde volgens CAD-coördinaten verplaatsbare, numeriek gestuurde lasunits. De procesbesturing biedt de mogelijkheid de programmering van de lasparameters (lasstroom, lastijd, elektrodendruk, enz.) met betrekking tot de mogelijke verschillende wapeningsdiameters gecontroleerd te lassen. Bij elke takt wordt een lijn met dwarsstaven met de langsstaven verlast. Daarbij worden alle laspunten, of een door de processturing volgens bepaalde gegevens (bijv. rand + 50% van de binnenknooppunten), geprogrammeerde aantal laspunten uitgevoerd. Een netmeenemer met positionering sleept het net na elke takt exact naar de volgende gegeven dwarsstaafpositie. De dwarsafstand kan rasterloos worden gekozen. De *progress weerstands-puntlasautomaat* kan ook verschillende wapeningsdiameters binnen een wapeningsnet samenlassen. Een optimalisatieprogramma zorgt er verder voor dat door het verschuiven van de lastijden, stroomverbruikspieken worden verhinderd. De lasrobot verlast dwarsstaven die onder de lengtestaven zijn gepositioneerd. De lassen worden als hecht- of transportlas uitgevoerd. Daarnaast zijn de benodigde instelmogelijkheden en programmering van de lasparameters voorzien om ook eventuele Normlassen uit te voeren.

| Technische gegevens M-System | |
|--|---|
| - Lengte dwarsstaaf | 500 mm – 2.500 mm |
| - Lengte langsstaf | 500 mm – 8.000 mm |
| - Kleinst mogelijke element | 600 mm x 1000 mm |
| - Grootst mogelijke element | 2.500 mm x 8.000 mm |
| - Draaddiameters dwarsstaven | 6 -16 mm |
| - Draaddiameters langsstaven | 6-16 mm |
| - Minimale staafoverlap voor langs- en dwarsstaven | 25 mm |
| - Maximale staafoverlap voor langs- en dwarsstaven | 600 mm (beperking bij 6mm vanwege netstabiliteit – bij dickere diameters en eenzijdig ook meer mogelijk) |
| - Raster voor dwarsstaven | rastervrij (min. afstand tussen 2 staven 35 mm) |
| - Raster voor langsstaven) | Rastervrij (bepreking alle 200mm voor grippers) met min. staafafstand 50mm |

| | |
|--|--|
| - Positie staven | 0° of 90° (langs = 0° dwars = 90°) |
| - Kruispunten | Elke staaf moet tenminste 2 kruispunten hebben |
| - Staven per raster | In elk raster mag zich maar 1 staaf bevinden |
| - Maximaal gewicht van een net | 800 kg rekening houdend met verhouding en verdeling langs/dwarsstaven |
| - Max. gem gewicht gelast net | 30 kg/m ² |
| - Lengtetolerantie staven | +/- 5 mm |
| - Lengtetolerantie verlaste staven | +/- 10 mm |
| - Stroomaansluiting lasmachine (3x3K) | ca. 270 KVA |
| - Stroomaansluiting resterende installatie | ca. 60 KVA |
| - Netspanning | 400 Volt krachtstroom |
| - Stuurspanning | 24 Volt |
| - Persluchtaansluiting | Perslucht 8 bar, gedroogt en gefiltert max. 1000 lt/min. bij 8 bar druk (9 x 1000 lt/min = 9.000 NL/min) |
| - Koelsysteem | Koeling van de lascircuits met gesloten vorstbestendig koelsysteem met koelagregaat is in de levering inbegrepen |

Pos. 12: 1 sleep en positioneerunit „onder“.

Deze sleep en positioneerunit grijpt de eerste dwarsstaaf van het net van onderaf en positioneert het net volgens de positie van de volgende dwarsstaaf. De dwarsstaaf is variabel en aan geen vast raster gebonden.



Pos. 13: 1 stuks sleep en positioneerunits boven

Deze sleep en positioneerunit neemt navolgende functies in het lasproces waar zodat de eerste unit weer meteen in startpositie voor het volgende net staat. Verzorgt het transport met exacte positionering naar de afpakpositie van de nettenstapelwagen en keert dan weer om.

Pos. 14: 1 stuks Nettettransporttafel.

Deze is als stabiel raamwerk geconstrueerd met metalen geleidingen voor positionering en verplaatsing van de wapeningsnetten na de lasrobot.



Pos. 15: *progress* proces-bewakingssystem

Het geïntegreerde *progress*-Prozess-Leitsystem biedt de mogelijkheid van een hoger geplaatste CAD-CAM data-invoer en controle met diagnosesysteem voor het lokaliseren van fouten en storingen en vergemakkelijkt het de gebruiker om de betreffende netgegevens in te programmeren.

Deze besturingseenheid garandeert:

- automatische overname en voorbereiding van gegevens en verdeling aan de afzonderlijke machines
- invoermogelijkheid bij het werkprogramma direct aan de PC
- Productiecontrole
- Invoer en aanmaken van nettekeningen met eigen tekenprogramma
- Storingsmelding en verwerking/uitleg: melden, verklaren

Pos. 16: Aansluiting op Internet Diagnose op afstand

De leverantie omvat:

-1 Stck. HRF Host - Remote Ferndiagnosesoftware

De opdrachtgever zorgt voor een storingsvrije internetverbinding direct naar de progress PC. Deze moet voor montagebegin aanwezig zijn.

Diagnose op afstand kostenberekening:

Bij inbedrijfname van de installatie en in garantiegevallen kosteloos. Buiten garantie worden de aanvallende uurtarieven van onze storingsmonteurs in rekening gebracht.

buigen en logistiek

Pos. 17: Nettentransportsysteem – dubbele robotarmen

Na het lassen kunnen de netten direct worden afgepakt door de robotgrijpers om aansluitend in de daarnaast opgestelde buiginstallaties te worden verwerkt. Beide robotarmen kunnen ook onafhankelijk opereren. Na het buigen worden de netten dan automatisch op een transportband geplaatst.



-Met dit systeem kunnen ook (kleinere) vlakke netten uit het systeem worden gehaald en om en om gestapeld.

De robotarmen kunnen vlakke netten tot max. 8.000mm x 2.500mm exact pakken en tot 8.000mm lange netten in de 7m lange buigunits invoeren.

Pos. 18: Buigesysteem langsbuiging en positionering (voor randelementen of gesloten korven) met 2 geïntegreerde enkelkopsbuigers

Bestaand uit 2 zeven meter lange buigmachines.

De buigmachine is met in een raster geordende buignokken uitgevoerd.

Nadat de positioneereenheid (pos 19) het net exact in de buigmachine(s) heeft gepositioneerd, starten de buigacties. Bij de laatste buigactie wordt de korf vrijgegeven.



buignokken en buignoklijsten 1 x 2 stuks

voor het uitvoeren van buigacties kunnen verschillende rails met buigmatrijzen (verschillende buigradia/afstanden) worden ingezet.

In aanbidding voorzien zijn 2 x 7m buigplaten met buignokken 40mm met uitparing voor max. 16mm staven in de hoek alle 150mm geplaatst.

Max. buigcapaciteit per 7m langsbuigunit;

60 x 8mm (min raster 100)

30 x 10mm (min raster 150)

19 x 12mm (min raster 200)

1 Enkelkops buiger

Tevens is naast de beide 7m lange buigunits nog een over de volledige ca. 8m langslengte verrijdbare buigunit geplaatst die het net op de “kopse” kant telkens in 1 actie opbuigt. Deze is uitgevoerd met een lange doorn om de langsstaven gelijktijdig te buigen en kan 270° roteren.

Max. buigcapaciteit in één actie 4x12mm

Max. buigpositie tussen de beide koppen is ca. 7.800mm.

Technische gegevens buigbanken en enkelkops buiger

| | |
|---|---------------------------------------|
| Draaddiameter: | 6 – 16mm |
| Max. gebogen korflengte | 7.000mm |
| Max. gebogen korflengte met rechte of gebogen stekken | 7.000mm met 2x 500mm stekken |
| Max. lengte vlak stapelen | 8.000mm |
| Raster buignokken | Alle 150mm |
| Buigmatrijzen enkelkops | te definiëren |
| Buigmatrijzen nok: BGM | 40mm; uitsparing voor max. 16mm staaf |
| Max. Buigbelasting BGM: | ca.50 staven à 8,0mm |

Pos.19: Transportsysteem robot dwars/langs 2,5 x8.000mm 3 units

3 x Dwarstransporter ca. 8 x 2,5 meter

De netten en korven worden door de robot automatisch op de gesloten transportkettingen neergezet en dan langsverplaatst. Door combineren (zie lay-out) van 3 transportstructuren kunnen de eerste beiden in automatic werken en is van 2. Naar 3 door de operator een knop in te drukken om daar veilig te kunnen binden en wegpakken.



Aan het einde kunnen dan de elementen met heftruck, kraan of transportkar weggenomen worden.

Naar gelang buigtype kunnen vormen ook op elkaar gestapeld worden zodat de bufferketting steeds optimaal kan worden benut.

Pos. 20: Montage, Inbedrijfname en inscholing van het bedienend personeel

De mechanische en elektrische montage alsook de inbedrijfname en inscholing van het personeel van de besteller geschiedt door onze technici. Voor de montageduur verplicht zich de besteller om 2-3 hulpkrachten ter beschikking te stellen.

De kosten voor overnachting en maaltijden van ons montagepersoneel voor de tijdsperiode van montage/inscholing worden door de besteller gedragen.

Verlengd zich de duur van de montage om redenen die niet aan de leverancier zijn toe te schrijven (bijvoorbeeld ontoereikende montagevoorbereidingen in de hal, geen stroom, geen coils voor testproductie enz.) en wordt daardoor het werk voor onze monteurs verlengd of onderbroken, dan worden de extra reis en verblijfskosten alsook wacht- en extra werkuren volgens onze ten tijde van de montage geldende tarieven afzonderlijk in rekening gesteld.

Pos. 21: 1 stuks volautomatisch etikettenprintsysteem voor geplastificeerde standaard-etiketten.

De etiketteringinstallatie wordt onder de nettentafel gemonteerd. Het etiket wordt op de eerste langsstaaf van het gelaste net aangebracht. De afstand tot de tweede langsstaaf moet tenminste 100 mm zijn om een etiket probleemloos te kunnen aanbrengen. De gehele etiketteerunit wordt automatisch verschoven om de juiste positie van de langsstaaf te kunnen aansturen,



Beschrijving leveromvang:

- **volautomatische etikettenprinter met etikettenmagazijn** voor etiketten tot 115 x 70 mm, met termoprinter (8 pixels/mm, 200 dpi), voor etikettenrollen tot 250 mm roldiameter, inclusief interface RS232/C voor dataoverdracht.

-1 pneumatisch etiketten-opdrukstation compleet met alle pneumatische en mechanische onderdelen om het etiket stevig aan te brengen.

De zelfklevende etiketten zijn uit geplastificeerd papier. Deze worden vanaf de rol uit een magazijn naar de printer gevoerd.

Pos. 22: Beschermende omheiningen, veiligheidsdeuren en fotocel-bewaking basis p100...0000058149

-Veiligheidsomheining bestaand uit netten, inclusief raamwerk en draagconstructie voor bevestiging op de bodem

-Veiligheidsdeuren uit netten, compleet met eindschakelaar CE- conform, aan de daarvoor geschikte plaatsen te voorzien,

-Fotocelbeveiliging op daarvoor voorziene locaties



PRIJS TOTAAL POS 01 - 22 EURO
Optional

Pos. 23: 1 stuks Stomplasser

Stomplasser voor coils 6 - 20 mm

Om coileinden samen te lassen en daarmee de draad bij coilwissel door de rotor te trekken

Voor draaddiameter 6-20 mm.

Max. lascapaciteit - 14 KVA

Machine is op wielen geplaatst en voorzien van slijpmachine om de las glad te slijpen. Geen NORM –LAS!



PRIJS per stuk Euro,- Netto

Commerciële bepalingen

INCOTERMS 2000 en ORGALIME SE 01 (general conditions for the supply and erection of mechanical, electrical and electronic products) – Brussel September 2001 dient als basis voor alle overeenkomsten afgesloten tussen de koper en progress en is geldig tenzij veranderd door specifieke gezamenlijk overeengekomen voorwaarden.

Prijzen

De aangeboden prijzen volgens bijgevoegde opstelling zijn netto, exclusief belastingen, afdrachten of andere vergoedingen, exclusief de op het tijdstip van levering geldende BTW.

Levering

De levering is ex Works progress Brixen (CIP – conform INCOTERMS 2000). Als een exacte leveromvang is bepaald, kunnen we natuurlijk ook “vrij huis” leveren.

Levertermijn

Levering ca. 9 maanden vanaf opdrachtbevestiging en opheldering van de diverse technische details.

Leverstandaard

De uitvoering van de aangeboden installatie geschiedt conform EG-machinerichtlijn van de betreffende daarvoor geldende versie.

Kleur

- Machines en staalbouw

RAL 5015 – blauw

- | | |
|--|------------------|
| - Haspels | RAL 9005 – zwart |
| - Bewegende onderdelen | RAL 1003 – geel |
| - Hoofdschakelkast en besturingskasten | RAL 7035 – grijs |
| (speciale kleuren tegen meerprijs) | |

Omgevingseisen

Temperatuur in de hal

min. + 5° C

max. + 35° C

Bedrijfshandboek

De leverantie omvat een bedrijfshandboek volgens machinerichtlijn 98/37/EG in de Nederlandse taal.

Betalingsvoorwaarden

1/3 van het koopbedrag netto te betalen na opdrachtbevestiging tegen een bankgarantie van de bank van de leverancier.

1/3 van het koopbedrag netto bij melding ter zending gereed staan van de (bezoek en/of voorafname in Brixen gewenst).

1/3 van het koopbedrag netto na afname van de installatie te betalen, echter niet later dan 80 dagen vanaf melding gereed staan van bestelling indien de afname door schuld van de koper vertraagt of verlaat wordt. De betaling wordt door de koper afgezekerd middels een bankgarantie ten gunste van de leverancier, welke voor uitlevering dient te worden toegezonden.

Uitgesloten leveringen en prestaties

De leveromvang omvat uitsluitend producten en dienstverleningen die in de offerte zijn gespecificeerd.

Uitgesloten zijn:

- uitladen van de vrachtwagens op de bouwlocatie;
- Hal, fundamente, fundamenteuitsparingen, fundamentverhogingen en alle noodzakelijke metselwerkzaamheden in de hal;
- alle E-materialen en installatiewerkzaamheden tot aan de machine;
- Hoofdstroomaansluiting en afschakelmogelijkheid volgens voorschrift;
- Hallenverlichting;
- Kabelkanalen en afdekkingen;
- Hefmiddelen in de hal tot 7,5 ton, heftruck voor transport van het materiaal naar de opbouwlocatie,
- lasapparaten elektrisch met elektroden;
- Stroom, Gas en water;
- persluchtaansluiting of compressor;
- Netwerk, kabelverbinding en netaansluiting voor de dataoverdracht tot aan de data-interface;
- Veiligheidshekwerk, deuren fotocellen
- Overnachting en maaltijden van onze monteurs
- Alles niet uitvoerig beschrevene

Inclusief:

- De complete verkabeling tussen besturing en elektrische schakelaren, motoren, ventielen enz.
- Bedienhandleiding (NL)
- Onderhoudshandleiding (NL)
- Lijst met slijtageonderdelen (NL)

Montage voor vaste prijs

Onbetaalde medewerking door de besteller:

- Bouwvrijheid gedurende de overeengekomen montagetermijn;
- Beschikbaar stellen van hulpkrachten voor intern transport naar de montageopstelling;
- Toevoeren van elektronleidingen tot aan de afklemunits van de geleverde centrale stuurkasten volgens verankeringsplan;
- Inbouw van volgens verankeringsplan voorgegeven fundament-inbouwdelen, rails en kanaalafdekkingen;

- Verzorgingsaansluitingen voor E-leidingen zijn op de betreffende posities te voorzien;
- Gebruik maken van kantine/sanitair, telefoon en fax bij de besteller;
- Werkplaatsgebruik indien noodzakelijk

Bij niet inhouden van de overeengekomen montagehulp door de besteller behoudt zich de leverancier het recht voor deze desbetreffend in rekening te stellen.

Vorbereidende werkzaamheden

De leverancier levert tijdig de tekeningen voor de montage van het betreffende onderdeel alsook alle aanwijzingen die noodzakelijk zijn om de juiste fundamenteen, transportmiddelen voor te bereiden en de noodzakelijke aansluitingen in het bedrijf gereed te hebben.

De besteller dient de voorbereidende werkzaamheden volgens de door de leverancier geleverde tekeningen en aanwijzingen uitvoeren.

CE-conformiteit - Veiligheids voorzieningen

Bij inbedrijfname moeten de door de opdrachtgever te leveren veiligheids-voorzieningen gereed zijn, zover deze niet in de leveromvang zijn opgenomen. Pas daarna kan de EG-conformiteitsverklaring worden uitgeschreven en het EC-teken worden aangebracht. Indien de CE-conformiteitsverklaring van het eindproduct door het ontbreken of in gebreke blijven van de door de besteller te leveren veiligheidsvoorzieningen niet mogelijk is, dan kan de leverancier geen EG-conformiteitsverklaring afgeven maar alleen een verklaring conform bijlage IIB van de machinerichtlijn.

Afnametests

Na beëindiging van de montage worden direct in aansluiting de afnametests uitgevoerd om te bepalen of het geleverde met de contractueel overeengekomen bepalingen betreffende de afname overeenkomt.

.

Afname

De levering geldt als afgenomen zodra de afnametests succesvol zijn uitgevoerd.

De besteller is voor afname niet tot gebruik van de installatie of delen daarvan gerechtigd. Indien dit niet wordt ingehouden geldt de installatie als door de besteller afgenomen, zover niet de schriftelijke toestemming door de leverancier gegeven is. De leverancier is niet meer tot verder uitvoeren van afnametests verplicht.

Na de afname van de installatie begint de garantie.

Criteria voor afname:

- Controle van volledigheid van de leveromvang van de geleverde installatie
- Controle van volledig volgens overeenkomst functioneren van de geleverde installatie

Eigendomsvoorbehoud

De leverantie blijft tot aan volledige betaling eigendom van de leverancier

Wij bedanken ons nogmaals hartelijk voor het getoonde interesse in onze producten en dienstverleningen, en verzekeren u bij een eventuele opdrachtverlening een professionele en punctuele projectafwikkeling toe.

Progress

Maschinen & Automation AG

(H.Stofner)

(K.van Dijk

(B.Gorter)

Bijlage 1: Lay-out richtinstallatie nr. P100000000058149

Danksagung

Hiermit möchte ich mich für die gute Zusammenarbeit und
Unterstützung bedanken bei:

Progress Maschinen & Automation AG

meinem Betreuer bei der Hochschule Mittweida

Herrn Prof. Dr. Ing. Wolfgang Reglich

meinem Betreuer bei Progress Maschinen und Automation

Herrn Dipl. Ing. Dietmar Leitner

und allen die mich unterstützt haben.

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Sarntal, den 27. Mai 2013

Markus Stofner